



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN
DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA
DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y
ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS**

Autores: Requena Luis CI. 16.786.412
Salcedo Francis CI. 25.501.004

Urb. Yuma II, calle n° 3. Municipio San Diego
Teléfono (0241) 8714240 (master)-Fax: (0241) 871239



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
UTILIZANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y ANÁLISIS
POR ELEMENTOS FINITOS.**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Autores: Requena Luis CI.16.786.412
 Salcedo Francis CI.25.501.004
Tutor: **Ing. Giovanni Pizzella**

San Diego, Diciembre 2018



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero GIOVANNI PIZZELLA P., portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el(los) ciudadano(s), Salcedo Morales Francis Anabel, Requena Scott Luis Gerardo, portador(es) de la cédula de identidad N° 25.501.004 y 16.786.412, (respectivamente), titulado **DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.**, Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, Diciembre del 2018.

Ing. Giovanni Pizzella P.

CI 4.455.859

Tutor Académico



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA: INGENIERIA MECÁNICA

San Diego, Diciembre 2018

ACTA DE REVISIÓN DEL PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO

Quienes suscriben esta Acta, dejan constancia que el Proyecto de Trabajo de Grado: **DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS**. Ha sido revisado y, cumpliendo con los requisitos exigidos para su aprobación, recomiendan su tramitación ante el organismo académico correspondiente.

Prof. Ing. Giovanni Pizzella
(Tutor Académico)



Firma

10-12-18

Fecha

Prof. Ing. Alicia de Pizzella
(Tutor Metodológico)



Firma

10-12-18

Fecha



Universidad José Antonio Páez
Facultad de Ingeniería

FI-M -002-2018-IICR

Valencia, 13 de Noviembre de 2018.

Ciudadanos:

Luis Requena

C.I:16.786.412

Francis Salcedo

C.I:25.501.004

Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2018 de fecha 13-11-2018 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS**. Presentado por usted(es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzella, C.I: 4.455.859 y la Ing. Alicia Yáñez, C.I.: 4.598.880 como Tutores Académicos que lo asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,



Prof. Zulay Salcedo
Decana de la Facultad de Ingeniería

c. c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

ZS/fr

AGRADECIMIENTOS

Francis Salcedo

Le agradezco inicialmente a mi mayor fuerza, mi guía y la mayor paz en los momentos más difícil, a ti **papá Dios**.

A mis padres Jorge Salcedo y Franci Morales. Mi madre y mejor amiga por ser mi gran pilar, mi razón de motivación diaria, mi ejemplo a seguir, por saber escucharme y darme los mejores consejos cuando creí no poder más. A mi padre por sus sabias palabras, por su esfuerzo y dedicación, por enseñarme que con constancia, perseverancia y amor podemos conseguirlo todo, este logro es para ti.

A mi hermano Luis David Salcedo, por formar parte fundamental de mi familia, por su apoyo y por ser mi motivación a hacer las cosas bien, para que pueda verme como un ejemplo a seguir.

A mis abuelas, tíos, tías, y mis maravillosas **primas**, por acompañarme en este camino, aconsejarme y apoyarme bajo cualquier circunstancia.

A mi compañero de tesis Luis Gerardo Requena Scott, por las largas horas de trabajo para cumplir esta maravillosa meta, por soportarme y hacer de este proyecto de grado una tarea amena.

A mis compañeros y amigos Luis Castillo, Edixon González, Carlos Granados, Alexis Henríquez y Franco Cimmarusti, por las largas horas de estudio, por el apoyo y por demostrarme su amistad incondicional.

A mis amigas Nathalia Garmendia y Andreina González, por su apoyo incondicional, por sus maravillosos consejos, por ser mis psicólogas personales y por demostrarme el valor de la amistad.

A mis profesores y en especial a mi tutor Giovanni Pizzella, por compartimos su amplio conocimiento, por su apoyo en el cumplimiento de esta meta.

Luis Requena

Primero quiero agradecer a **mi madre**, quien me enseñó que incluso la tarea más grande se puede lograr si se hace un paso a la vez, a **mi padre**, quien me enseñó que el mejor conocimiento que se puede tener es el que se aprende por sí mismo, a **mis hermanas** por estar pendiente de mi superación, gracias por su apoyo.

Así mismo agradecer a **mis Abuelos** quienes formaron una gran familia con bases en el respeto y la educación, a **mis tíos y tías** que brindaron su apoyo y colaboración.

Agradezco el apoyo incondicional de **la familia Forti Torrens** por toda su ayuda y abrir los brazos para incorporarme como miembro de su familia.

A todas **esas familias y amigos** que me ayudaron de una manera desinteresada, gracias infinitas por toda su ayuda y buena voluntad.

A mi compañera de tesis y amiga Francis Anabel Salcedo por no desmayar y superar cualquier objetivo planteado, animando a seguir luchando por nuestras metas.

De manera especial a **mi tutor de tesis Giovanni Pizzella**, por haberme guiado, no solo en la elaboración de este trabajo de grado sino a lo largo de mi carrera universitaria y brindar su apoyo y conocimiento para desarrollarme profesionalmente.

A todos los profesores que formaron parte de mi conocimiento.

Me faltaran páginas para agradecer a las personas que se han involucrado en la realización de este trabajo y mi carrera, sin embargo merecen reconocimiento de que me ayudaron a culminar mis estudios universitarios y me dieron el apoyo suficiente para no decaer.

A mí, por tanta paciencia y aprender que los obstáculos cuando más grandes se ven, las satisfacciones son aún mayor.

Gracias Dios...

ÍNDICE GENERAL

| CONTENIDO | pp. |
|---|-------|
| ÍNDICE DE ANEXOS..... | xi |
| ÍNDICE DE FIGURAS..... | xii |
| ÍNDICE DE TABLAS..... | xvi |
| RESUMEN INFROMATIVO..... | xviii |
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| I EL PROBLEMA | |
| 1.1 Planteamiento del problema..... | 3 |
| 1.2 Formulación del problema..... | 4 |
| 1.3 Objetivos de la investigación..... | 5 |
| 1.3.1 Objetivo general..... | 5 |
| 1.3.2 Objetivos específicos..... | 5 |
| 1.4 Justificación..... | 5 |
| 1.5 Alcance..... | 5 |
| II MARCO TEÓRICO | |
| 2.1 Antecedentes..... | 7 |
| 2.2 Bases teóricas..... | 11 |
| 2.2.1 Fundamentos de la resistencia de materiales..... | 11 |
| 2.2.2 Esfuerzos..... | 11 |
| 2.2.2.1 Ecuaciones de equilibrio..... | 13 |
| 2.2.2.2 Esfuerzos principales (círculo de Mohr)..... | 15 |
| 2.2.2.3 Caso general de esfuerzos en ejes circulares..... | 19 |
| i) Estado de torsión..... | 19 |
| ii) Estado de flexión..... | 21 |
| 2.2.2.4 Esfuerzo combinado en ejes circulares..... | 21 |
| i) Tracción..... | 22 |
| ii) Cortante con torsión..... | 23 |
| 2.2.2.5 Teorías de falla de los materiales..... | 24 |
| i) Teoría de Von-Mises/Hencky..... | 25 |
| ii) Criterio de tensión normal máxima..... | 26 |
| iii) Criterio de tensión de corte máxima..... | 26 |
| 2.2.2.6 Factor de seguridad..... | 27 |
| 2.2.3 Resistencia a la fatiga..... | 27 |
| 2.2.3.1 Curvas de Wöhler y Diagrama S-N..... | 28 |

| | |
|--|----|
| 2.2.3.2 Limite de resistencia a la fatiga y resistencia la fatiga..... | 31 |
| i) Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga..... | 31 |
| 2.2.3.3 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca... | 36 |
| 2.2.3.4 Teorías de la interpretación de datos..... | 36 |
| 2.2.3.5 Criterios de diseño..... | 38 |
| 2.3 Método de los elementos finitos..... | 39 |
| 2.3.1 Definición general..... | 39 |
| 2.3.2 Conceptos básicos sobre sólidos tridimensionales analizados con elementos finitos..... | 39 |
| 2.3.2.1 Elementos..... | 39 |
| 2.3.2.2 Campo de desplazamiento..... | 40 |
| 2.3.2.3 Campo de deformaciones..... | 40 |
| 2.3.2.4 Campo de tensiones..... | 42 |
| 2.3.2.5 Esfuerzos y deformaciones unitarias..... | 43 |
| 2.3.2.6 Principio del trabajo virtual..... | 44 |
| 2.3.2.7 Sistema definitivo de ecuaciones algebraicas..... | 44 |
| 2.3.3 Aplicación del programa Solidworks Simulation 2013..... | 45 |
| 2.4 Definición de términos básicos..... | 51 |

III MARCO METODOLÓGICO

| | |
|---|----|
| 3.1 Tipo de Investigación..... | 56 |
| 3.2 Diseño de la Investigación..... | 56 |
| 3.3 Nivel de la Investigación..... | 57 |
| 3.4 Población y muestra..... | 57 |
| 3.4.1 Población..... | 57 |
| 3.4.2 Muestra..... | 57 |
| 3.5 Técnica e instrumentos de recolección de datos..... | 57 |
| 3.5.1 Técnica..... | 58 |
| 3.5.2 Instrumentos..... | 58 |
| 3.6 Fases de la investigación..... | 58 |

IV RESULTADOS

| | |
|--|----|
| 4.1 Eje Caso 1 de bomba centrifuga KSB ETA-32-200..... | 61 |
| 4.1.1 Análisis teórico de la fatiga del eje 1..... | 61 |
| 4.1.1.1 Descripción de los parámetros geométricos y característicos en el eje 1..... | 61 |

| | | |
|---------|---|----|
| 4.1.1.2 | Peso distribuido en las diferentes secciones del eje..... | 61 |
| 4.1.1.3 | Cargas presentes en el eje..... | 62 |
| 4.1.1.4 | Diagrama de cuerpo libre del eje..... | 62 |
| 4.1.1.5 | Estudio de las secciones críticas del eje..... | 63 |
| 4.1.1.6 | Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas..... | 63 |
| 4.1.1.7 | Cálculo de factores de seguridad..... | 68 |
| 4.1.2 | Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito..... | 69 |
| 4.1.2.1 | Estudio estático..... | 70 |
| 4.1.2.2 | Colocación de carga axial, corte, torsor..... | 70 |
| 4.1.2.3 | Colocación de los rodamientos..... | 70 |
| 4.1.2.4 | Mallado del elemento y análisis de convergencia..... | 71 |
| 4.1.2.5 | Resultado del estudio estático..... | 73 |
| 4.2 | Eje caso 2..... | 75 |
| 4.2.1 | Análisis teórico de la fatiga | 75 |
| 4.2.1.1 | Descripción de los parámetros geométricos y característicos..... | 75 |
| 4.2.1.2 | Cargas presentes en el eje..... | 75 |
| 4.2.1.3 | Diagrama de cuerpo libre del eje..... | 76 |
| 4.2.1.4 | Estudio de las secciones críticas del eje..... | 76 |
| 4.2.1.5 | Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas..... | 76 |
| 4.2.1.6 | Cálculo de factores de seguridad..... | 81 |
| 4.2.2 | Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito..... | 81 |
| 4.2.2.1 | Estudio estático..... | 82 |
| 4.2.2.2 | Colocación de cargas, corte, torsor..... | 83 |
| 4.2.2.3 | Colocación de los rodamientos..... | 84 |
| 4.2.2.4 | Mallado del elemento y análisis de convergencia..... | 85 |
| 4.2.2.5 | Resultado del estudio estático..... | 86 |
| 4.3 | Eje caso 3..... | 88 |
| 4.3.1 | Análisis teórico de la fatiga del Eje caso 3..... | 88 |
| 4.3.1.1 | Descripción de los parámetros geométricos y característicos..... | 88 |
| 4.3.1.2 | Cargas presentes en el eje..... | 88 |
| 4.3.1.3 | Diagrama de cuerpo libre del eje..... | 89 |
| 4.3.1.4 | Estudio de las secciones críticas del eje..... | 89 |

| | |
|--|------------|
| 4.3.1.5 Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas..... | 90 |
| 4.3.1.6 Cálculo de factores de seguridad..... | 94 |
| 4.3.2 Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito..... | 94 |
| 4.3.2.1 Estudio estático..... | 95 |
| 4.3.2.2 Colocación de cargas, corte, torsor..... | 95 |
| 4.3.2.3 Colocación de los rodamientos..... | 96 |
| 4.3.2.4 Mallado del elemento y análisis de convergencia..... | 97 |
| 4.3.2.5 Resultado del estudio estático..... | 98 |
| CONCLUSIONES..... | 104 |
| RECOMENDACIONES..... | 105 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 106 |

ÍNDICE DE ANEXOS

| ANEXO | CONTENIDO | pp. |
|--------------|--|------------|
| A | Factores Superficiales para diversos acabados en aceros..... | 109 |
| B | Factores de concentración de tensión..... | 110 |
| C | Factor de sensibilidad a la muesca para aceros | 111 |
| D | Dimensiones Eje caso 1..... | 112 |
| E | Dimensiones Eje caso 2..... | 113 |
| F | Dimensiones Eje caso 3..... | 114 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| FIGURAS | CONTENIDO | pp. |
|---------|---|-----|
| 1 | Eje acoplado a un motor..... | 3 |
| 2 | Componentes del esfuerzo sobre la superficie normal a la dirección x..... | 12 |
| 3 | a) Esfuerzo tridimensional general. b) Esfuerzo plano con cortantes transversales iguales..... | 14 |
| 4 | Elemento infinitesimal con fuerzas en la dirección x..... | 14 |
| 5 | (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental en el cual, para un ángulo \mathbf{q} se encuentran los valores de las tensiones principales \mathbf{s} y \mathbf{t} | 17 |
| 6 | Diagrama del círculo de Mohr para el elemento de la figura 5..... | 17 |
| 7 | Estado de Esfuerzo Cortante..... | 19 |
| 8 | Distribución del esfuerzo cortante..... | 20 |
| 9 | Línea neutra y puntos críticos en flexión. P y Q son los puntos más peligrosos (más alejados de la línea neutra)..... | 21 |
| 10 | Esfuerzos combinados tensión-flexión..... | 22 |
| 11 | Esfuerzos combinados: Corte y Torsión..... | 24 |
| 12 | Diagrama de Wöhler (también es la representación gráfica de Moore), para materiales ferrosos y no ferrosos..... | 28 |
| 13 | Tensiones que sufre una determinada fibra superficial longitudinal de un eje de rotación, el cual está sometido a un sistema de cargas que induce flexión en el mismo..... | 30 |
| 14 | Diagrama S-N de resultados de pruebas de fatiga axial con Inversión..... | 30 |
| 15 | Parámetros en el factor de la condición..... | 33 |

| | | |
|----|---|----|
| 16 | Gráfico de las diferentes teorías de falla por fatiga..... | 38 |
| 17 | Elemento Lagrangiano de nueve nodos..... | 41 |
| 18 | Elemento Serendípido de ocho nodos..... | 42 |
| 19 | Elemento Serendípido de ocho nodos..... | 42 |
| 20 | Esfuerzos presentes en todas las caras de un elemento cubico..... | 43 |
| 21 | Eje modelado usando SolidWorks..... | 46 |
| 22 | Selección del material del eje..... | 46 |
| 23 | Ubicación de las sujeciones avanzadas..... | 47 |
| 24 | Aplicación de las cargas..... | 48 |
| 25 | Control de malla..... | 48 |
| 26 | Ejecución del programa..... | 50 |
| 27 | (a) Selección del módulo de fatiga, (b) Selección del evento 1..... | 50 |
| 28 | Selección del método de cálculo y factor reducción de resistencia a fatiga..... | 51 |
| 29 | Resultados de fatiga..... | 52 |
| 30 | Eje caso 1..... | 61 |
| 31 | Diagrama de cuerpo libre del eje caso 1..... | 62 |
| 32 | Diagrama de corte y momento para el eje caso 1..... | 66 |
| 33 | Modelado del eje caso 1..... | 69 |
| 34 | Renderizado vista frontal del eje caso 1..... | 69 |
| 35 | Renderizado vista isométrica del eje caso 1..... | 69 |
| 36 | Colocación de las cargas (axial, corte y torsión) eje caso 1.. | 70 |
| 37 | Soporte de rodamiento 1, eje caso 1..... | 71 |
| 38 | Soporte de rodamiento 2, eje caso 1..... | 71 |

| | | |
|----|--|----|
| 39 | Mallado del Eje caso 1 (238353 elementos)..... | 72 |
| 40 | Análisis estático-Tensiones eje caso 1..... | 73 |
| 41 | Análisis estático-Desplazamiento eje caso 1..... | 74 |
| 42 | Factor de seguridad Von Mises eje caso 1..... | 74 |
| 43 | Eje caso 2..... | 75 |
| 44 | Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z del eje caso 2..... | 76 |
| 45 | Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z del eje caso 2..... | 76 |
| 46 | Diagrama de corte y momento plano Y-Z eje caso 2..... | 79 |
| 47 | Diagrama de corte y momento plano X-Z eje caso 2..... | 80 |
| 48 | Modelado del eje caso. | 82 |
| 49 | Renderizado vista frontal del eje caso 2..... | 82 |
| 50 | Renderizado vista isométrica del eje caso 2..... | 82 |
| 51 | Colocación de las cargas (corte y torsión)..... | 83 |
| 52 | Soporte de rodamiento 1, eje caso 2..... | 84 |
| 53 | Soporte de rodamiento 2, eje caso 2..... | 84 |
| 54 | Mallado del eje caso 2 (31591 elementos)..... | 85 |
| 55 | Análisis estático-Tensiones eje caso 2..... | 86 |
| 56 | Análisis estático-Desplazamiento eje caso 2..... | 87 |
| 57 | Factor de seguridad Von Mises eje caso 2..... | 87 |
| 58 | Eje caso 3..... | 88 |
| 59 | Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z del eje caso 3..... | 89 |
| 60 | Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z del eje caso 3..... | 89 |
| 61 | Diagrama de corte y momento plano Y-Z eje caso 3..... | 92 |
| 62 | Diagrama de corte y momento plano X-Z eje caso 3..... | 93 |
| 63 | Renderizado vista frontal del eje caso 3..... | 95 |
| 64 | Renderizado vista isométrica del eje caso 3..... | 95 |

| | | |
|----|--|-----|
| 65 | Colocación de las cargas (corte y torsión)..... | 96 |
| 66 | Soporte de rodamiento 1, eje caso 3..... | 97 |
| 67 | Soporte de rodamiento 2, eje caso 3..... | 97 |
| 68 | Mallado del eje caso 3 (44149 elementos)..... | 98 |
| 69 | Análisis estático-Tensiones eje caso 3..... | 99 |
| 70 | Análisis estático-Desplazamiento eje caso 3..... | 99 |
| 71 | Análisis estático - Deformación Unitaria eje caso 3..... | 100 |
| 72 | Factor de seguridad Von Mises eje caso 3..... | 100 |

ÍNDICE DE TABLAS

| TABLA | CONTENIDO | pp. |
|--------------|--|------------|
| 1 | Peso distribuido eje caso 1..... | 62 |
| 2 | Cargas presentes en el eje caso 1..... | 62 |
| 3 | Propiedades del material (AISI 1045) de la base de datos de SolidWorks..... | 63 |
| 4 | Dimensiones características de los entalles eje caso 1..... | 64 |
| 5 | Factores de concentración de esfuerzos eje caso 1..... | 64 |
| 6 | Estados de carga presentes en el eje caso 1..... | 64 |
| 7 | Propiedades de las secciones de estudio eje caso 1..... | 67 |
| 8 | Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 1..... | 67 |
| 9 | Factores que modifican la resistencia a la fatiga eje caso 1..... | 68 |
| 10 | Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño eje caso 1..... | 69 |
| 11 | Información de malla..... | 72 |
| 12 | Detalles del mallado..... | 72 |
| 13 | Resultados análisis estático – Tensiones eje caso 1..... | 73 |
| 14 | Resultados análisis estático – Desplazamiento eje caso 1..... | 73 |
| 15 | Factor de Seguridad Von Mises eje caso 1..... | 74 |
| 16 | Cargas presentes en el Eje Caso 2..... | 75 |
| 17 | Propiedades del material (AISI 1020 Estirado en frío) de la base de datos de SolidWorks..... | 77 |
| 18 | Dimensiones características de los entalles eje caso 2..... | 77 |
| 19 | Factores de concentración de esfuerzos eje caso 2..... | 77 |
| 20 | Estados de carga presentes en el eje Caso 2..... | 78 |
| 21 | Propiedades de las secciones de estudio eje caso 2..... | 78 |
| 22 | Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 2..... | 78 |
| 23 | Factores que modifican la resistencia a la fatiga eje caso 2..... | 81 |

| | | |
|----|--|-----|
| 24 | Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño eje 2..... | 81 |
| 25 | Carga, corte y torsión eje caso 2..... | 83 |
| 26 | Información de malla..... | 85 |
| 27 | Detalles del mallado..... | 85 |
| 28 | Resultados análisis estático – Tensiones eje caso 2..... | 86 |
| 29 | Resultados análisis estático – Desplazamiento eje caso 2..... | 86 |
| 30 | Factor de Seguridad Von Mises eje caso 2..... | 87 |
| 31 | Cargas presentes en el eje caso 3..... | 88 |
| 32 | Propiedades del material (AISI 1020 Estirado en frío)..... | 90 |
| 33 | Dimensiones características de los entalles eje caso 3..... | 90 |
| 34 | Factores de concentración de esfuerzos eje caso 3..... | 90 |
| 35 | Estados de carga presentes en el eje caso 3..... | 91 |
| 36 | Propiedades de las secciones de estudio eje caso 3..... | 91 |
| 37 | Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 3..... | 91 |
| 38 | Factores que modifican la resistencia a la fatiga eje caso 3..... | 94 |
| 39 | Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño eje 3..... | 94 |
| 40 | Carga, corte y torsión eje Caso 3..... | 96 |
| 41 | Información de malla..... | 97 |
| 42 | Detalles del mallado..... | 98 |
| 43 | Resultados análisis estático – Tensiones eje caso 3..... | 98 |
| 44 | Resultados análisis estático – Desplazamiento eje caso 2..... | 99 |
| 45 | Análisis estático - Deformación unitaria eje caso 3..... | 99 |
| 46 | Factor de Seguridad Von mises eje caso 3..... | 100 |
| 47 | Comparación entre resultados analíticos..... | 102 |
| 48 | Comparación entre resultados de análisis a fatiga por elemento finito | 103 |



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO POR FATIGA DE EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO VIRTUAL Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

Autor:

Salcedo, Francis

Requena, Luis

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: Diciembre, 2018

RESUMEN INFORMATIVO

En el presente trabajo de investigación se desarrolla el diseño por fatiga de ejes de transmisión de potencia utilizando la técnica de prototipado virtual y análisis por elementos finitos, con el fin de realizar la comparación de los resultados analíticos con métodos de diseño convencionales a fatiga, demostrando la confiabilidad del diseño virtual, y la utilización de programas CAD. Para el cumplimiento de los objetivos planteados se identificaron tres modelos de ejes de transmisión de potencia previamente diseñado, se elaboró el cálculo analítico y vectorial del esfuerzo presente, mediante técnicas tradicionales, lineales y no lineales, como lo son los criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y ASME. En base a los resultados obtenidos, se elaboraron tres modelos computarizados mediante técnica de prototipado virtual, usando la herramienta SolidWorks 2013. Dichos prototipados sometidos al análisis digital de fatiga, arrojaron un factor de seguridad, lo cual permite concluir que criterios de diseño son más precisos en comparación a los análisis computarizados, proporcionando confiabilidad funcional, selección de materiales y optimización de formas. El presente trabajo de tipo investigación proyecto factible, el cual está sustentado en un diseño de campo y documental con nivel descriptivo.

Palabras clave: Ejes, Fatiga, Elementos finitos, CAD, Prototipado virtual

INTRODUCCIÓN

El diseño de elementos de máquinas es una rama de la ingeniería que se encarga de dimensionar diferentes tipos de piezas mecánicas por medio de diversos criterios matemáticos y físicos desarrollados a través de la historia por científicos que quisieron encontrar la manera más efectiva para la creación de una pieza.

Esta ramificación de la ingeniería, brinda la oportunidad a estudiantes, de aprender e intercambiar los conocimientos adquiridos en la Universidad, en las diferentes áreas de conocimiento, teniendo como premisa principal la constante investigación y estudio en el diseño; permitiendo la realización de este proyecto, el cual consistirá en diseño por fatiga de ejes de transmisión de potencia utilizando la técnica de prototipado virtual y análisis por Elementos Finitos, planteándose lo anterior como objetivo primordial.

La manera de ver y hacer ingeniería está cambiando, y para nadie es un secreto cuales son los motivos. La creciente demanda de diseños cada día más complejos, en conjunto con la aplicación rigurosa de conceptos tales como: confiabilidad funcional, selección de materiales y optimización de formas, ha llevado a la búsqueda de técnicas de diseño cada vez más avanzadas. El crecimiento vertiginoso del campo de la computación, especialmente en el área de los ordenadores personales, ha hecho que métodos numéricos, que hasta hace algunos años solo eran utilizados en grandes equipos, ahora puedan ser desarrollados y aplicados en estos tipos de unidades de escritorio, lo que ha ocasionado que dichos métodos sean cada vez más empleados, con mucha facilidad, a la hora de realizar modelos cada vez más complejos.

Se realiza la revisión bibliográfica de los criterios para el diseño de ejes de transmisión de potencia a fatiga. Luego se determinan los diferentes tipos de ejes plenamente cargados para realizarles el análisis vectorial de las fuerzas en los ejes. Se determinan los esfuerzos presentes en los modelos seleccionados para elaborar los cálculos analíticos mediante las técnicas tradicionales de los diámetros presentes según modelos conocidos. Por último se elaborara los modelos computarizados

mediante técnica de prototipado virtual para realizarles un análisis mediante Elemento Finito. Todo esto para establecer comparaciones entre los resultados teóricos y el método computarizado.

Para la presentación de este trabajo de grado, en su segunda fase, fue necesario fragmentarla en cuatro (4) Capítulos, muy bien definidos y los cuales se encuentran constituidos de la siguiente forma: Inicialmente, en el **Capítulo I**, se suministra la información necesaria para conocer el problema planteado, así como también, los objetivos para llevar a cabo la investigación, las diversas limitantes que se presentan, y el alcance que se desea obtener.

Posteriormente, en el **Capítulo II**, se presentan los antecedentes, que comprenden los estudios previos y trabajos de grado relacionados con el problema planteado. Además, de las bases teóricas que guardan una estrecha relación con el objeto del estudio. Ambos aspectos son fundamentales para la realización de este proyecto. En el **Capítulo III**, se muestra la metodología que se va a implementar, se describe el tipo de investigación las técnicas y los procedimientos para llevar a cabo la misma. Donde, se explica detalladamente las diversas fases y actividades que conforman el aspecto experimental.

Finalmente en el **Capítulo IV** detalla los resultados mediante las fases metodológicas definidas en el capítulo anterior.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

Este capítulo está dedicado a detallar las razones que motivaran la realización de este proyecto de grado, los objetivos que se plantearan al comienzo de la investigación, su justificación, las limitaciones y el alcance que condicionaran este proyecto.

1.1. Planteamiento del problema.

Casi todas las máquinas rotatorias están dotadas con ejes de transmisión o simplemente ejes, con el fin de transferir movimiento y par torsión rotatorios de un sitio a otro. Por lo general, un eje transmite a la máquina por lo menos un par de torsión proveniente de un dispositivo impulsor (motor, generador, etc.), según Norton Robert L. (1999). (Ver figura 1). Algunas veces los ejes servirán de soporte para engranes, poleas o ruedas dentadas, mismos que transmiten un movimiento rotatorio de uno a otro eje, vía engranes, bandas o cadenas. A su vez los ejes dependiendo de la máquina, están apoyados sobre cojinetes donde todos estos accesorios generan flexión proveniente de las cargas transversales.

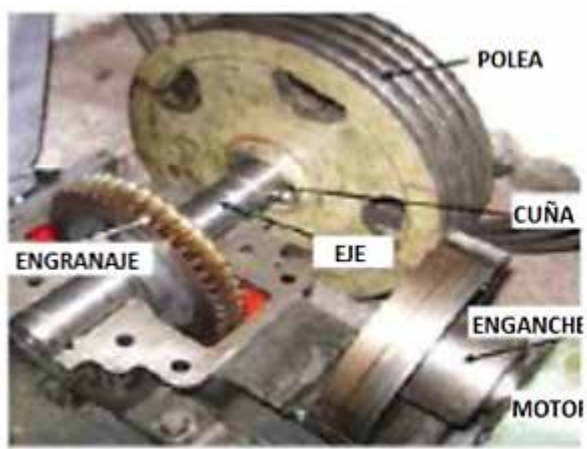


Figura 1. Eje acoplado a un motor.

Fuente: Norton R. (1999).

Para el diseño de ejes de transmisión de potencia se realizan diferentes estudios ingenieriles como Pandeo Lateral, Deformación Angular, Velocidad Crítica y Fatiga, donde el estado de cargas sobre el eje es el que define el tipo de estudio que se requiere. Por lo general, el método de diseño a Fatiga es el más influyente ya que los esfuerzos fluctuantes por el giro del eje provocan que su fibra este constantemente variando su estado de esfuerzos, provocando crecimiento de grietas que conllevan a una fractura repentina. Para el diseño a fatiga existen diferentes criterios que relacionan las propiedades del material con un factor de seguridad para lograr el dimensionamiento seguro de las piezas, se toman en cuenta algunos factores relacionados como, el tamaño, tipo de carga, temperatura, concentradores de esfuerzos entre otros para acercar el cálculo a la realidad lo más posible.

Cada día el diseño asistido por computadora en ingeniería se impone como una herramienta de uso cotidiano en el sector industrial a nivel mundial, y poco a poco empieza a aparecer en el sector nacional, siendo usado en dos campos de aplicación primordialmente; por un lado el diseño de piezas con una geometría cuya complejidad hace poco confiable el diseño por similitud con modelos ampliamente conocidos y por otro el diagnóstico en el caso de mal funcionamiento de algunas piezas o sistema, como en el caso de presentarse fatiga, vibraciones, deformaciones, entre otros.

Este estudio busca determinar el grado de incertidumbre en el diseño a través de los métodos clásicos y hacer una comparación entre estos y los resultados obtenidos por FEM (Método de Elemento Finito por sus siglas en ingles) y servir de base para posteriores investigaciones y desarrollo de otras aplicaciones de diseño en ingeniería.

1.2. Formulación del problema.

Mediante esta investigación se procura responder la siguiente interrogante:

¿Cómo se podría demostrar la efectividad del diseño clásico de ejes de transmisión a fatiga mediante el método de prototipado virtual y análisis por elementos finitos?

1.3. Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo general

Diseñar por fatiga ejes de transmisión de potencia utilizando la técnica de prototipado virtual y análisis por Elementos Finitos.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Indicar modelos de ejes de transmisión plenamente cargados.
2. Elaborar los cálculos analíticos y vectoriales de los esfuerzos presentes en los modelos seleccionados, mediante las técnicas tradicionales de los diámetros presentes en el eje, según modelos conocidos.
3. Elaborar el modelo computarizado mediante técnica de prototipado virtual de los ejes seleccionados.
4. Realizar un análisis mediante Elementos Finitos de los modelos previamente calculados analíticamente.
5. Establecer comparaciones entre los resultados teóricos y el método computarizado.

1.4 Justificación

La presente investigación pretende disminuir el grado de incertidumbre en el diseño de ejes de transmisión, esto debido a consideraciones sobre la influencia de cargas que se realizan en las teorías clásicas, y de esta manera demostrar la confiabilidad de la simulación y análisis de cargas mediante programas de diseño, para que se pueda afianzar el uso de estas herramientas, facilitando al usuario un procedimiento preestablecido el cual permita disminuir los errores de cálculo por parte del ser humano, aumentando la exactitud del cálculo en el diseño y el tiempo requerido para el mismo, además de fomentar la investigación más detallada de cada uno de los factores influyentes en el diseño, sirviendo como base para futuras investigaciones.

1.5 Alcance

El desarrollo del presente proyecto se hará solo en base al diseño de ejes de transmisión de potencia mediante los implementación de diferentes criterios de fatiga

como Soderberg, Goodman, Gerber y ASME, empleando un estudio vectorial de los esfuerzos, solo tomando en cuenta cargas fijas de corte y axiales que producen esfuerzos totalmente alternantes, no se consideraran cargas que varían en el tiempo. Permitiendo la realización de una simulación para su posterior comprobación, sometiendo el diseño a un análisis por elementos finitos.

Con el objetivo de obtener variabilidad en los resultados se desea utilizar por lo menos dos tipos de ejes con estados de cargas diferentes, cumpliendo con los objetivos del proyecto y superando los obstáculos a lo largo de la investigación, aportando un avance al diseño mecánico por fatiga, además del apoyo que esta investigación puede brindar a futuras tesis de grado bajo la metodología de investigación correspondiente, cumpliendo de manera general con el requisito indispensable para lograr el título de Ingeniero Mecánico.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El marco teórico es el pilar fundamental de la investigación, tiene la finalidad de aportar la información necesaria para el desarrollo del proyecto, en este caso el diseño de un manipulador de herramientas de ajuste, dando a conocer los términos y definiciones involucradas para su diseño. Según Arias (2012) “El marco teórico o marco referencial, es el producto de la revisión documental–bibliográfica, y consiste en una recopilación de ideas, posturas de autores, conceptos y definiciones, que sirven de base a la investigación por realizar”.

Este marco teórico generalmente se estructura en 3 secciones, los antecedentes de la investigación, las bases teóricas y la definición de términos básicos. Tomando en cuenta esto, a continuación, se presentan una serie de investigaciones realizadas por otros autores que guardan relación con el tema, contribuyendo con sus logros y conocimientos como precedentes o fuente de apoyo para fundamentar la investigación.

2.1 Antecedentes

Pereira Juan, y Porrello Argel (2003), en el trabajo de grado titulado “**Determinación del factor de utilización del eje de una bomba centrífuga sometido a fatiga**”, de la escuela de ingeniería mecánica en la Universidad de Carabobo, Venezuela. En este trabajo especial de grado se busca determinar el factor de utilización del eje de una bomba centrífuga sometida a fatiga, para lograr la determinación de la vida útil del eje se ha desarrollado una metodología basada en cálculos teóricos que permita establecer un comportamiento teórico contra el cual comparar resultados de posteriores ensayos, simulación del fenómeno de fatiga mediante el uso del computador y ensayos de fatiga a muestras a escala del eje real. Los resultados objetivos por las horas de vida teóricas del eje de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 en las condiciones de trabajo consideradas para el presente trabajo especial de grado, es ilimitada, y debido a que la vida teórica del eje es ilimitada su

factor de utilización en las condiciones de trabajo consideradas para el presente trabajo es igual a cero.

Toapanta Cunalata Edison Geovanny (2013), en el trabajo titulado **“Diseño e implementación de un laboratorio de modelado y diseño mecánico asistido por computadora mediante software Cad 3D-2D y Solidworks”**, de la Universidad Técnica de Cotopaxi sede la Maná Cantón la Maná provincia de Cotopaxi. Este presente trabajo de investigación surge de la necesidad que posee la Universidad Técnica de Cotopaxi Extensión La Maná en implementar un laboratorio de modelado y diseño mecánico asistido por computadora a través de la utilización de software adecuado en este caso Solidworks y Auto CAD 2D y 3D. Para el desarrollo de la misma se utilizó el método correlacionar ya que se verifica la relación existente entre la implementación de un laboratorio de diseño de modelado mecánico y la práctica de los estudiantes de la carrera para ello se diseñaron diez guías sobre varios procesos planteadas de una manera sencilla que permitirán la comprensión y la utilidad del software. Según los resultados de la encuesta se presenta la necesidad de esta implementación. Para responder al objetivo planteado de dotar al personal docente y docente de la Universidad Técnica de Cotopaxi sede La Maná de una guía de utilización de técnicas de modelado mecánico asistido por computadora con la utilización de software Solidworks, CAD 2D Y 3D el manejo de los software, permite al estudiante diseñar esquemas, diagramas y estructuras en 2D Y 3D las mismas que fortalecen su conocimientos y le brindan la oportunidad de demostrar un desempeño profesional adecuado a los requerimientos actuales.

Así mismo, Rubén Bolívar para el año (2013), en el trabajo titulado **“Análisis, diseño y modelamiento por elementos finitos del eje para un agitador mecánico de la empresa Flow Control and Handling s.a.”** de la Universidad Autónoma de Occidente Facultad de Ingeniería Departamento de Energética y Mecánica programa de Ingeniería Mecánica Santiago de Cali. En el siguiente trabajo se presenta el diseño y modelamiento del eje para un agitador mecánico vertical por el método de elementos finitos, considerando las cargas críticas como son el momento flector y par

torsor. Para la realización de este modelamiento se considera el eje como una viga en voladizo y en el cual se analizan los esfuerzos y las velocidades críticas, realizando el análisis comparativo de varios diámetros de ejes con el fin de determinar cuál se ajusta mejor a los parámetros de diseño y a las condiciones de trabajo y a su vez seleccionado obedeciendo a unas dimensiones estándares comerciales en barras redondas o tuberías.

La metodología implementada analítica se da por medio de fórmulas y cálculos realizados en tablas dinámicas de Excel que se confrontan con análisis numérico (simulado) aplicado en el software ANSYS módulo WORKBENCH y por método CFD, aplicando en el software ANSYS módulo CFX en lo que corresponde al consumo de potencia que demanda el impulsor para así aplicar estos datos de entrada al análisis por resistencia mecánica el cálculo del diámetro del eje requerido.

En este mismo orden de idea, Orduz Oscar y Suarez Julián para el año (2011), en el trabajo titulado, **“Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para generación a baja potencia”**, del instituto Universidad Industrial de Santander Facultad de Ingeniería Físicas- Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica de Bucaramanga, este trabajo se realizó bajo una investigación donde recientemente ha crecido el interés por utilizar equipos de generación eólica de baja potencia que constan de turbinas eólicas de eje vertical. Principalmente se busca su implementación en zonas aisladas o en entornos urbanos que presenten un recurso eólico apreciable, como apoyo a otros sistemas de generación alternos.

Resaltando las relativas ventajas respecto de las ampliamente estudiadas máquinas de eje horizontal, este trabajo trata del diseño y construcción de un sistema prototipo para generación de eje vertical de alabe recto. Además se incluye el desarrollo de un alternador de imanes permanentes para acople directo al equipo y la implementación de un sistema básico de rectificación de corriente. La metodología de trabajo propuesta, inicialmente se encamina a mencionar los aspectos teóricos y principios de ingeniería que gobiernan el funcionamiento de estas máquinas, así como las principales características y componentes asociados a un sistema de generación de

baja potencia. Luego se expone el proceso de diseño, mencionando las variables involucradas en el cálculo, dimensionamiento, selección de parámetros de funcionamiento y elementos mecánicos del prototipo. El prototipo se concibe principalmente como un equipo de pruebas para efectos de medición y evaluación de parámetros de diseño y operación. Se resaltan los aspectos más importantes de la construcción, teniendo en cuenta que para tal fin, se emplearon materiales fácilmente asequibles. De igual manera se muestra los resultados de pruebas realizadas en campo con el objetivo de evaluar el comportamiento general de prototipo.

Por último, María de los Ángeles Miguel Alcañiz para el año (2011), en el trabajo titulado **“Modelado y análisis por elementos finitos de un eje Ferroviario hueco Usando Pro-engineer”**, de la Universidad Carlos III de Madrid Departamento de Ingeniería Mecánica, el presente proyecto “Modelado y análisis por elementos finitos de un eje ferroviario hueco usando Pro-ENGINEER se centra, como objetivo principal, en el modelado y análisis de un eje ferroviario empleando el software Pro-ENGINEER. En el proyecto se hace un recorrido general por la historia de los ferrocarriles, destacando la importancia de los estudios a fatiga para evitar o controlar posibles grietas que puedan surgir en los ejes con el transcurso del tiempo. También se introduce de manera resumida el software empleado para la realización del estudio del eje ferroviario. Una vez situados en el marco del trabajo, se entra en detalle en el estudio del eje ferroviario. Se evalúan las restricciones a las que debe estar sometido el eje y se determina cuál es la combinación más cercana a la realidad. Una vez evaluadas las restricciones, se determinan las cargas que va a tener que soportar dicho eje. Y conocido todo esto, ya se realiza el modelado y los análisis pertinentes, tanto estáticos como a fatiga.

Para finalizar, una vez realizadas las medidas en cuestión, se realiza la comparativa de los datos obtenidos de los análisis realizados, con datos de otros proyectos previos, donde se busca el comentar las ventajas de los ejes ferroviarios huecos frente a los ejes ferroviarios macizos.

2.2 Bases Teóricas

En su mayoría, las fallas en las máquinas se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas fallas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales. Por lo tanto, de manera de manejar tanto las teorías de falla estáticas, se estudiarán los conceptos relacionados a las cargas dinámicas.

2.2.1 Fundamentos de Resistencia de Materiales

En el diseño de un elemento de máquina es necesario determinar las dimensiones físicas de este, las cuales deberán tener las proporciones adecuadas para que resistan las solitudes de carga a las que podría estar sometido.

Este Capítulo trata sobre los fundamentos de la Resistencia de Materiales que comprende el estudio de los conceptos principales, los métodos analíticos de cálculo, teniendo en cuenta que el objetivo fundamental de la Resistencia de Materiales es diseñar en base a las condiciones de resistencia, rigidez y estabilidad, sistemas con configuraciones típicas sometidas a cargas estáticas y dinámicas.

2.2.2 Esfuerzos

Las fuerzas internas que actúan en áreas infinitesimales de un corte o sección, pueden ser de magnitud o tipo variables. En la resistencia de materiales es particularmente significativo determinar la intensidad de dichas fuerzas, pues la resistencia a la deformación y capacidad de soportar cargas depende de las mismas.

Los componentes cartesianos del esfuerzo se establecen mediante la definición de tres superficies mutuamente ortogonales en un punto dentro del cuerpo. Las normales a cada superficie establecerán los ejes cartesianos x, y, z . En general, cada superficie tendrá un esfuerzo normal y uno cortante. El esfuerzo cortante puede tener componentes a lo largo de dos ejes cartesianos. Por ejemplo, en la figura 1 se muestra el aislamiento de un área superficial infinitesimal en el punto Q dentro de un cuerpo donde la normal a la superficie es la dirección x . El esfuerzo normal se denomina

dirección de la normal a la superficie. El esfuerzo cortante neto que actúa sobre la superficie es (τ_x) total, el cual puede descomponerse en componentes en las direcciones y y z , τ_{xy} y τ_{xz} , respectivamente (vea la figura 2). Los dobles subíndices son necesarios para el cortante. El primer subíndice indica la dirección de la normal a la superficie mientras que el segundo es la dirección del esfuerzo cortante.

La componente normal de la fuerza que actúa perpendicular a la sección del plano (Ver Figura 2), se denomina esfuerzo normal, y se define matemáticamente como:

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (\text{Ec.1})$$

La otra componente de la intensidad de la fuerza que actúa de forma paralela al lado del área del elemento (Ver Figura 2), se denomina esfuerzo cortante que matemáticamente se define como:

$$\sigma\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta A} \quad (\text{Ec. 2})$$

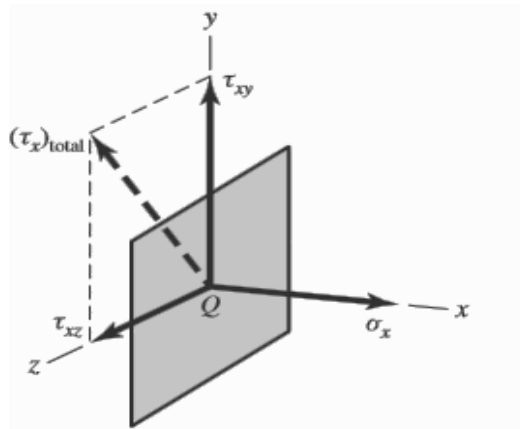


Figura 2. Componentes del esfuerzo sobre la superficie normal a la dirección x.
Fuente: Budynas y Nisbett (2.012)

En la figura 3-a se presenta el estado de esfuerzo en un punto descrito mediante tres superficies mutuamente perpendiculares. Puede mostrarse, a través de la transformación de coordenadas, que esto es suficiente para determinar el estado de esfuerzo sobre cualquier superficie que interseca al punto. A medida que las dimensiones del cubo de la figura 3-a se aproximan a cero los esfuerzos en las caras ocultas se vuelven iguales y opuestas a los de las caras visibles. Así que, en general, un estado de esfuerzo completo se define mediante nueve componentes de esfuerzo, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$. Para el equilibrio, en la mayoría de los casos, los cortantes transversales son iguales, por lo cual:

$$\tau_{yx} = \tau_{xy}; \tau_{zy} = \tau_{yz}; \tau_{xz} = \tau_{zx}$$

Esto reduce el número de componentes del esfuerzo en la mayoría de los estados de esfuerzo tridimensionales de nueve a seis cantidades, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ y τ_{yz} .

Un estado de esfuerzo muy común ocurre cuando los esfuerzos sobre una superficie son cero. Cuando se presenta esta situación, el estado de esfuerzo se llama esfuerzo plano. En la figura 3-b se muestra un estado de esfuerzo plano, pues se supone, de manera arbitraria, que la normal a la superficie libre de esfuerzo es la dirección z tal que $\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$. Es importante notar que el elemento de la figura 2-b aún es un cubo tridimensional. También en este caso se supone que los cortantes transversales

$$\tau_{yx} = \tau_{xy}; \tau_{yz} = \tau_{zy}; \tau_{xz} = \tau_{zx} = 0.$$

2.2.2.1 Ecuaciones de equilibrio

Considerando un elemento infinitesimal (Ver Figura 4), en donde las fuerzas sobre el cuerpo están representadas por las componentes F_x, F_y, F_z y realizando una sumatoria de fuerzas en la dirección X, se tiene:

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (\text{Ec. 3})$$

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z = 0 \quad (\text{Ec. 5})$$

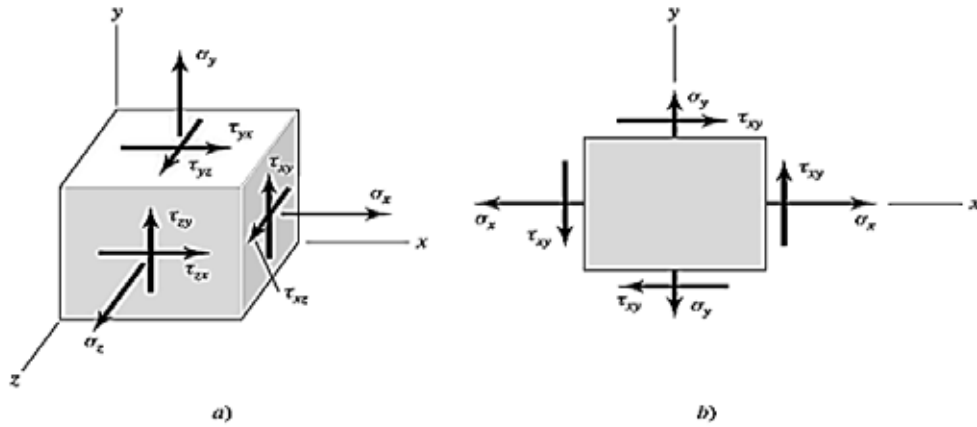


Figura 3. a) Esfuerzo tridimensional general.
 b) Esfuerzo plano con cortantes transversales iguales.
Fuente: Budynas y Nisbett (2.012)

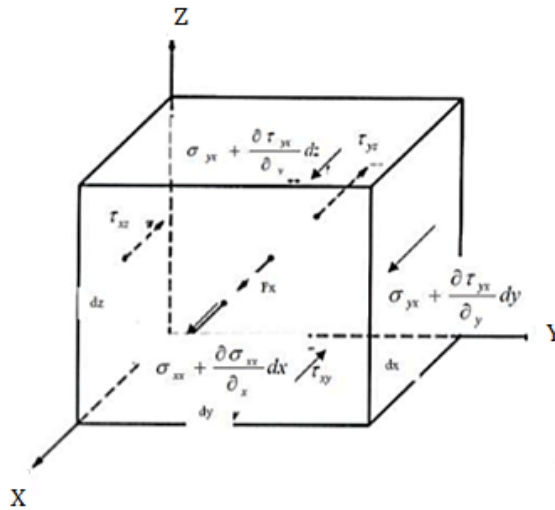


Figura 4. Elemento infinitesimal con fuerzas en la dirección X.
Fuente: Goncalves R. (2.002)

Las ecuaciones 3, 4 y 5 son llamadas ecuaciones de equilibrio, las cuales deben satisfacer la distribución de esfuerzos, manteniendo una sumatoria de momentos de las componentes de esfuerzos, las cuales producirán un momento alrededor del eje Y.

El sistema de coordenadas ha sido seleccionado con origen en el centroide del elemento, de tal forma que las componentes del esfuerzo normal y las fuerzas externas del cuerpo no producen ningún momento.

Haciendo una suma de momentos alrededor de los ejes, se logra reducir a:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (\text{Ec. 6})$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (\text{Ec. 8})$$

Las igualdades dadas en las ecuaciones anteriores reducen las nueve componentes cartesianas de esfuerzo de las ecuaciones de equilibrio (Ecuaciones 3, 4 y 5), a seis componentes independientes, las cuales pueden ser expresadas en el siguiente arreglo:

$$\begin{matrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{matrix} \quad (\text{Ec. 9})$$

2.2.2.2 Esfuerzos principales (círculo de Mohr)

Considerando el caso del elemento en la figura 4, y suponiendo que en el mismo se tiene que $\sigma_x > \sigma_y$; las componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas. Los esfuerzos normales (Fuerza/Área) actúan perpendicularmente a la cara del cubo (Normal) y tienen tendencia a tirar de él (Esfuerzo de Tracción Normal) o a empujarlo (Esfuerzo de Compresión Normal) Los esfuerzos cortantes, actúan paralelos a las caras del cubo, en pares sobre caras opuestas, lo que hace que el cubo distorsione a forma romboidal. Las componentes normales y cortantes del esfuerzo conforman lo que se conoce como TENSOR; y un volumen elemental en ese punto, resultaría como el indicado en la figura 5-a; en él,

siempre podremos utilizar un análisis de cuerpo libre en el cual, para un ángulo cualquiera con los ejes indicados, se obtenga la representación de las tensiones directas máximas (fig. 5-b). Esto significa que podemos ir variando el ángulo de corte α , hasta conseguir el valor de las tensiones principales σ y τ máximas. A todas luces un procedimiento como el indicado, resultaría sumamente engorroso y extremadamente largo. Afortunadamente, el círculo de MOHR saca de apuros (Otto Mohr, en el año 1.880 en sus clases de la Universidad de Berlín explicó por primera vez este método gráfico). En efecto, este método gráfico, denominado círculo de Mohr, se constituye en una herramienta valiosa a la hora de tener que enfrentar a un análisis como el que se ha planteado; el diagrama del círculo de Mohr para este caso se construye como sigue: sobre el eje σ (eje horizontal) se reporta el valor correspondiente a σ_x . Sobre el mismo eje se señala la magnitud de σ_y correspondiente; sobre el eje τ (Eje vertical) se indican las tensiones de corte, $\tau_x = -\tau_y$ (por equilibrio). Uniendo los puntos obtenidos en las intersecciones de σ_x con τ_x , y de σ_y con τ_y , es decir, se unen los puntos (σ_x, τ_x) y (σ_y, τ_y) y obtenemos el diámetro del círculo, el cual corta al eje σ en el punto c de la figura 6. Siguiendo la nomenclatura de la figura 6, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:

$$A = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \quad (\text{Ec.10})$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \tau_x^2} \quad (\text{Ec. 11})$$

Pero el radio del círculo, del estado bidimensional de tensiones considerado, no es más que la máxima tensión de corte producida, por lo tanto:

$$\max = \pm \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} + \frac{\tau_{xy}^2}{\sigma_x^2}} \quad (\text{Ec. 12})$$

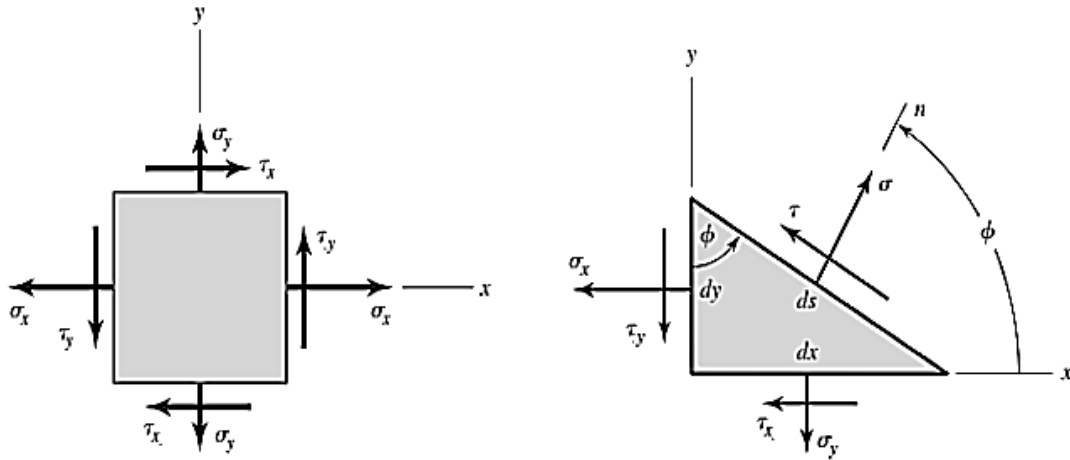


Figura 5. (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental en el cual, para un ángulo ϕ se encuentran los valores de las tensiones principales σ y τ .

Fuente: Tassoni D. (2.007)

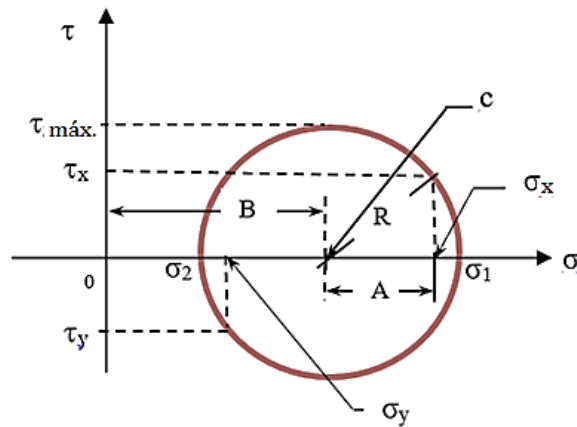


Figura 6. Diagrama del círculo de Mohr para el elemento de la figura 5.

Fuente: Tassoni D. (2.007)

Designando, ahora, al segmento \overline{OC} de la figura 6 por la letra **B** podemos escribir

$$\mathbf{B} = \mathbf{S}_x - \mathbf{A} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (\text{Ec. 13})$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la figura 6, resulta:

$$\mathbf{s}_1 = \mathbf{B} + \mathbf{R} \quad (13 \text{ a}) \quad \text{y} \quad \mathbf{s}_2 = \mathbf{B} - \mathbf{R} \quad (13 \text{ b})$$

Sustituyendo en (13 a) y en (13 b) el valor de las ecuaciones (13), (11) y (10)

$$s_{\text{máx.}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 14})$$

$$s_{\text{mín.}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 15})$$

Los puntos donde el círculo intercepta el eje horizontal, son de especial interés: El primer punto σ_1 corresponde al máximo valor del esfuerzo normal, mientras que el segundo punto σ_2 corresponde a su mínimo valor. Además ambos puntos tienen un valor nulo del esfuerzo cortante τ_{xy} . Así los valores θ_p del parámetro θ que corresponden a los puntos σ_1 y σ_2 pueden obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$\text{tg}2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (\text{Ec. 16})$$

Esta ecuación define dos valores de θ_p que difieren en 180° y por lo tanto, dos valores de θ_p que difieren en 90° . Cualquiera de estos valores puede usarse para determinar la orientación del elemento correspondiente (Ver Figura 5), Los planos que contienen las caras del elemento obtenido se llaman planos principales del esfuerzo en el punto Q, y los valores correspondientes $\sigma_{\text{máx}}$ y $\sigma_{\text{mín}}$ del esfuerzo

normal ejercido sobre estos planos son esfuerzos principales en Q. Como los dos valores de θ_p , definidos por la ecuación 16, se obtuvieron haciendo τ_{xy} , es claro que no hay esfuerzo cortante en los planos principales.

De manera similar, los dos esfuerzos cortantes de valor extremo serán:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (\text{Ec. 17})$$

2.2.2.3 Caso general de Esfuerzos en Ejes Circulares

A continuación se muestran los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos que se generan en un eje sometido a diferentes condiciones de carga, considerando que se cumple la hipótesis de las secciones planas. Así mismo, se muestran las condiciones a resistencia y rigidez en cada uno de los estados: Cortantes, Torsión y Flexión.

i) Estado de torsión

Para el caso de estudio del diseño de un eje, es fundamental el análisis del estado de torsión. En la figura 7 se presenta una primera aproximación de los parámetros involucrados en el caso de un eje sometido a torsión, como son el momento torsionante (M_T o T), el esfuerzo cortante (τ) y el momento polar de inercia (I_p).

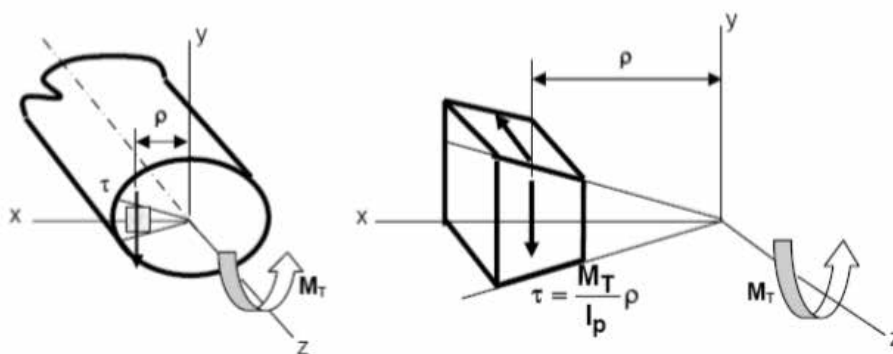


Figura 7. Estado de Esfuerzo Cortante.

Fuente: Granada E. (2.004)

La figura 6 representa como varía el esfuerzo cortante a lo largo del radio del eje, siendo mayor en la periferia y cero en el centro. Esta consideración es de suma importancia para el cálculo del diámetro mínimo del eje.

El esfuerzo cortante en cualquier punto del eje, y el ángulo de torsión se determinan de:

$$\tau_p = \frac{M_t \cdot \rho}{I_p} \quad (\text{Ec. 18})$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{Ec. 19})$$

$$I_p = \frac{M_t L}{G \theta} \quad (\text{Ec. 20})$$

El esfuerzo cortante en la superficie del eje, es el esfuerzo máximo y viene dado por:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{M_t \cdot r}{I_p} \quad (\text{Ec. 21})$$

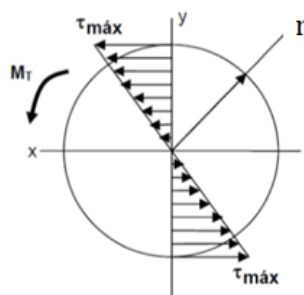


Figura 8. Distribución del esfuerzo cortante.
Fuente: Granada E. (2.004)

ii)

stado de flexión

La flexión se clasifica en pura y transversal que puede ser plana u oblicua en estado de flexión, en las fibras extremas del material que es donde se encuentran los puntos críticos, en tensión y compresión respectivamente, como se muestra en la figura 9. Para el caso de flexión oblicua, el esfuerzo total es la suma de los esfuerzos en los dos planos.

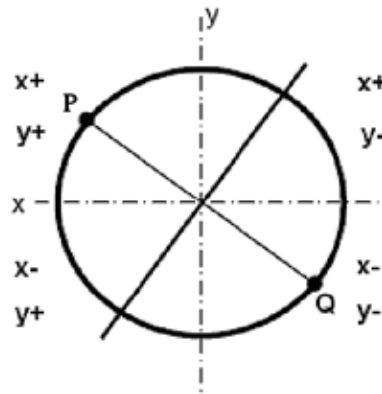


Figura 9. Línea neutra y puntos críticos en flexión.

P y Q son los puntos más peligrosos
(más alejados de la línea neutra)

Fuente: Granada E. (2.004)

El esfuerzo debido a la flexión pura viene dado por:

$$\sigma_{Mf} = \sqrt{\left(\frac{M_{fx}r}{I_x}\right)^2 + \left(\frac{M_{fy}r}{I_y}\right)^2} \quad (\text{Ec. 22})$$

2.2.2.4 Esfuerzo Combinado en Ejes Circulares

Hasta este momento se ha asumido que las cargas aplicadas a los cuerpos solo están produciendo esfuerzos en un solo sentido. Los elementos de máquinas y estructuras en general, se encuentran sometidos a cargas de diferente magnitud y dirección, provocando de esta forma, esfuerzos combinados que es necesario analizar y calcular. La determinación de los esfuerzos y deformaciones, así como el establecimiento de las condiciones a resistencia y rigidez en el estudio de cada una de

las fuerzas internas, brinda las bases fundamentales para poder ubicar los puntos más críticos, cuando el sólido se encuentra sometido a la acción simultánea de las distintas fuerzas internas, según Norton, R. (1999).

Se presentan a continuación los casos típicos de combinación de esfuerzos y las relaciones matemáticas para poder calcular la magnitud y dirección de las cargas en el cuerpo por analizar, haciendo un enfoque principalmente en el caso cilindros o ejes. También es importante señalar que en el análisis se supone el comportamiento del material como lineal y elástico.

i)

racción con Flexión

En el caso del eje mostrado en la figura 10, se despreciará el efecto de las fuerzas cortantes, considerando en este caso solamente los momentos flectores y la fuerza normal, quedando la relación matemática que describe el comportamiento del eje en la (Ec. 19).

Superponiendo los efectos, el esfuerzo normal resultante en un punto cualquiera Q de la sección transversal vendrá dado por la expresión:

$$\sigma_Q = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M_{fy}}{I_x} y \pm \frac{M_{fx}}{I_y} x \quad (\text{Ec. 23})$$

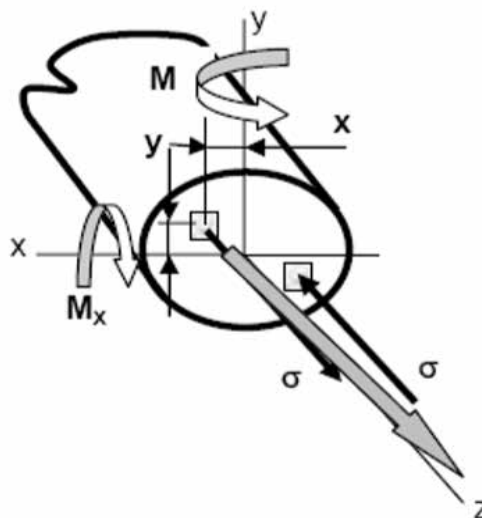


Figura 10. Esfuerzos combinados tensión-flexión.

Fuente: Granada E. (2.004)

Sin embargo, para determinar el punto más crítico se requiere obtener la línea neutra, la que se caracteriza por la nulidad de los esfuerzos normales debido a la flexión. Así, el eje neutro vendrá dado por la ecuación:

$$y = \pm \frac{M_{fy} I_x}{M_{fx} I_y} x \pm \frac{N I_x}{M_{fx} A} \quad (\text{Ec. 24})$$

Dónde:

$\frac{M_{fy} I_x}{M_{fx} I_y}$ Representa la pendiente de la línea neutra y $\frac{N I_x}{M_{fx} A}$ su intercepto con el eje Y.

Una vez identificada la línea neutra, el punto o los puntos más alejados serán los más críticos, de forma tal que:

$$\sigma_p = \sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{F}{A} + \frac{M_{fx}}{I_x} y_p + \frac{M_{fy}}{I_y} x_p \quad (\text{Ec. 25})$$

En el caso particular que en la sección analizada se cumpla que: $I_x = I_y$, entonces:

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M_f}{S} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{\sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2}}{S} \quad (\text{Ec. 26})$$

$$S = \frac{I}{y} \quad (\text{Ec. 27})$$

Para el caso de flexión totalmente alternante y como la fuerza axial no varía se tiene para este caso particular:

$$\sigma_{m\acute{a}x.,min} = \frac{F}{A} \pm \sqrt{\left(\frac{M_{fx} \cdot r}{I_x}\right)^2 + \left(\frac{M_{fy} \cdot r}{I_y}\right)^2} \quad (\text{Ec. 28})$$

ii) Cortante con Torsión

En este caso se abordará el análisis de una sección circular, donde el punto más crítico, debido a los esfuerzos normales se encuentra sometido al esfuerzo tangencial máximo de la torsión y dicho punto está ubicado en la periferia de la sección circular (Ver Figura 11),

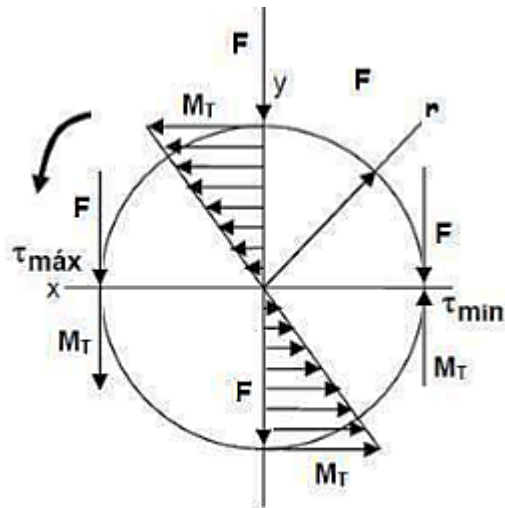


Figura 11. Esfuerzos combinados: Corte y Torsión.

Fuente: Granada E. (2.004)

Como puede verse en la figura 11, el tursor siempre es tangencial a la periferia de la circunferencia de la sección circular, y la carga puntual que genera un corte esta siempre en la misma dirección, se observa que vectorialmente en un punto coinciden en dirección y sentido donde se crea el esfuerzo cortante máximo, en el punto contrario donde el vector de momento tiene la misma dirección pero sentido contrario se produce el esfuerzo cortante mínimo.

$$\tau_{máx.,mín} = \frac{F}{A} \pm \frac{M_T \cdot r}{I_p} \quad (\text{Ec. 29})$$

2.2.2.5 Teorías de Falla de los Materiales

Cuando en el punto crítico de un cuerpo actúan simultáneamente esfuerzos normales y tangenciales, la condición de resistencia se establece a partir del esfuerzo equivalente que no es más que el esfuerzo que se debe aplicar en un punto de una pieza sometida a determinados esfuerzos para que produzca la misma peligrosidad

que la correspondiente a un punto de un cuerpo sometido a un estado complejo. Para determinar la expresión del esfuerzo equivalente se utilizan los criterios de falla de los materiales, estos esfuerzos equivalentes se expresarán en función de los esfuerzos principales.

i) Teoría de Von-Mises/Hencky

También denominada, *teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión*. En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *History of Strength of Materials* McGraw-Hill, Nueva York, 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento, La forma más corrientemente utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es:

$$\left(\sigma_1 - \sigma_2 \right)^2 + \left(\sigma_2 - \sigma_3 \right)^2 + \left(\sigma_3 - \sigma_1 \right)^2 = 2 \sigma_y^2 \quad (\text{Ec. 30})$$

Interpretando lo indicado en la Ec. 26 esta teoría establece que el inicio de la condición de falla es, únicamente, función de las diferencias de Tensiones Principales, independientemente de sus valores absolutos particulares.

Para un estado bidimensional de tensiones, condición para la cual $\sigma_3 = 0$, la expresión de la Ec. 26 se convierte en

$$\sigma_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \quad (\text{Ec. 31})$$

En el caso especial de flexión con torsión combinada los dos esfuerzos obtenidos son σ_x y τ_{xy} , para obtener el esfuerzo de Von Mises el resultado es:

$$\sigma_{\text{von-Mises}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 32})$$

Por lo tanto, se predice que la fluencia ocurrirá cuando:

$$\sigma_{\text{von-Mises}} \geq S_y \quad (\text{Ec. 33})$$

ii) Criterio de Tensión Normal Máxima

Según esta teoría, el fallo se produce cuando la tensión principal máxima σ_1 alcanza el límite de ruptura del material ante una tensión simple, este criterio usado para materiales frágiles supone que el límite de ruptura del material a tensión y compresión es la misma, esto no es válido en todas las situaciones, debido a que los materiales frágiles no tienen un punto de flexibilidad específico. La teoría se aplica comparando directamente $\sigma \leq S_y$ y $\tau \leq S_{y\text{corte}}$, fue propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845.

iii) Criterio de Tensión de Corte Máxima

El material sometido a un estado general de esfuerzos fallará por fluencia cuando el esfuerzo de corte máximo alcance un determinado valor.

Se considera que esta es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la *teoría del esfuerzo cortante máximo*, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1.900, que condujeron a la aceptación de la teoría. Así como se muestra en la Ec. 14 para un estado bidimensional de tensiones, como el indicado en la Ec. 14 y en la Ec. 15, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{s_1 - s_2}{2}, \quad t_2 = \frac{s_2 - s_3}{2}, \quad t_3 = \frac{s_1 - s_3}{2} \quad (\text{Ec. 34})$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de t_i (sea ésta $t_{i,MAX}$) representados en las expresiones indicadas en (Ec 30), se iguala a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es

$$t_{i,MAX} = \frac{S_y}{2} \quad (\text{Ec. 35})$$

2.2.2.6 Factor de Seguridad

El factor de seguridad para diseño (n_d o n), viene definido por la relación:

$$n_d = \frac{\text{resistencia}}{\text{esfuerzo}} \quad (\text{Ec. 36})$$

La resistencia es la propia del material obtenida por medio de ensayos de laboratorio. El esfuerzo se refiere a la máxima carga permisible, tomando en cuenta que no debe sobre pasar en valor a la resistencia del material.

2.2.3 Resistencia a la Fatiga

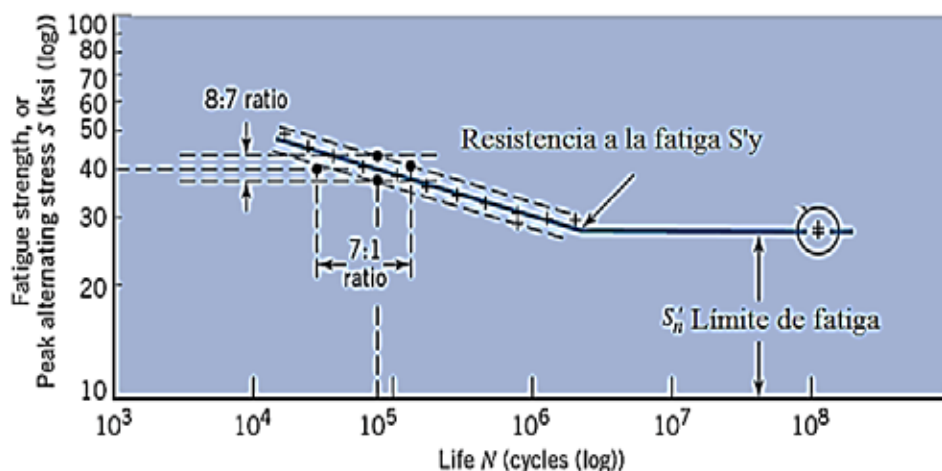
El comportamiento de los elementos mecánicos en régimen estático es bien conocido y las propiedades necesarias para el diseño están perfectamente definidas. Por ejemplo, el esfuerzo de fluencia, resistencia de rotura, alargamiento, módulo de elasticidad, etc. Desde el punto de vista de diseño estático es suficiente con estos datos de partida. Sin embargo, tan pronto en una pieza los esfuerzos comienzan a variar por efecto de las fuerzas actuantes o por movimientos de la propia pieza, como es el caso de los ejes de transmisión, tanto los procedimientos de diseño estático, como las propiedades estáticas del material pierden su valor, dado que las piezas fallan al cabo de haber sufrido un determinado número de ciclos de trabajo. Además, la falla se produce muy por debajo de los esfuerzos que se pueden considerar aceptables en diseño estático y de forma repentina, sin sufrir ninguna deformación que alerte sobre la falla inminente, según Norton R. (1999).

Este fenómeno, por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de esfuerzos variables en el tiempo, se denomina fatiga y es definido de un modo más general por la norma ASTM, según Norton R. (1999), como: “Proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total, luego de un cierto número de ciclos”.

El estudio a fatiga no es una ciencia exacta, ni absoluta, de la cual pueda no obtenerse resultados exactos (el número de ciclos que resistirá una pieza), sino que es un estudio aproximado y relativo, con muchos componentes del cálculo estadístico. Cuanto más exacto deba ser el cálculo, más datos provenientes de ensayos serán necesarios. Por lo tanto, el objetivo principal del estudio de la falla por fatiga es la comprensión de las causas que la originan, de manera de poder prevenir las de forma óptima utilizando los métodos más efectivos para aumentar la resistencia del material.

2.2.3.1 Curvas de Wöhler y Diagrama S–N

En 1.870 Wöhler publicó sus investigaciones sobre fallas por fatiga, presentando ejes en el laboratorio, bajo cargas totalmente alternantes, hasta la falla, culpando al número de ciclos de esfuerzo (giros del eje) en concordancia con su variación en el tiempo y encontró un *límite de resistencia a la fatiga* para aceros, esto es un nivel de esfuerzos tolerable para millones de ciclos.



aplicada es un esfuerzo menor que el aplicado en la primera vez. Este proceso se continúa hasta que el material es llevado a la falla. Los resultados se grafican, obteniendo el diagrama S-N que se muestra.

- El eje Y representa las resistencias a la fatiga S_e para diferentes números de ciclos N del eje X.

- Fatiga de ciclo bajo es la falla que ocurre en el rango de $N=1$ a $N=1000$ ciclos.

- Fatiga de ciclo alto es la falla que ocurre para N mayor de 10^3 ciclos.

- Región de duración finita, donde la falla puede ocurrir de $N=1$ a $N=10^6$ ciclos para el caso de los aceros.

- Región de duración infinita para $N > 10^6$ ciclos.

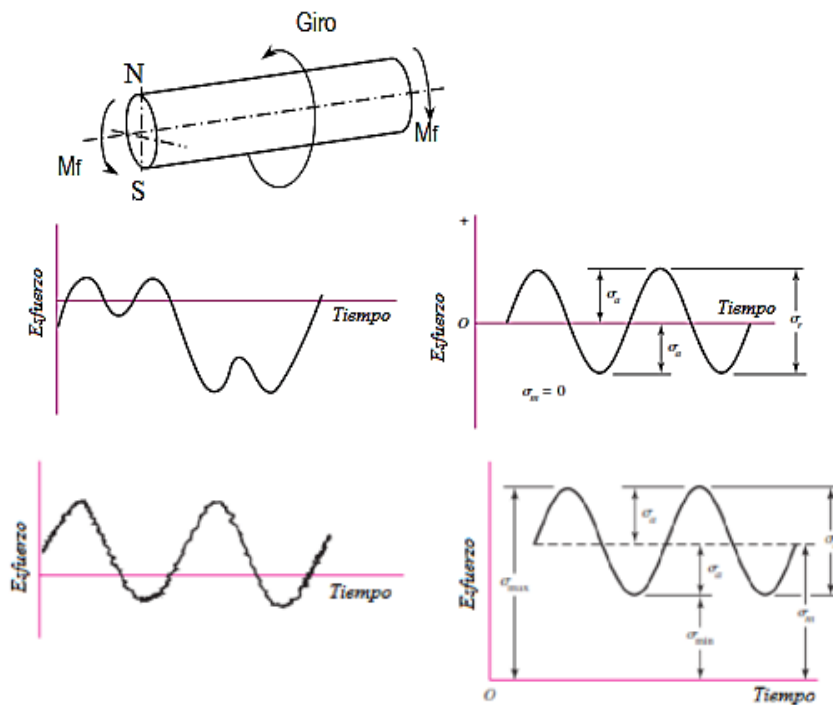


Figura 13. Tensiones que sufre una determinada fibra superficial longitudinal de un eje de rotación, el cual está sometido a un sistema de cargas que induce flexión en el mismo.

Fuente: Tassoni D. (2.007)

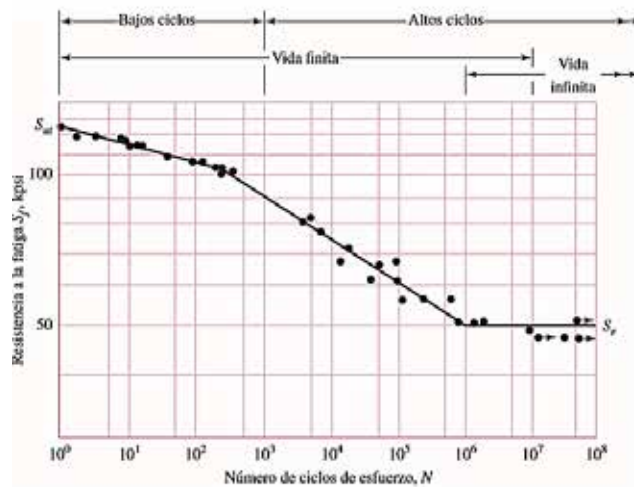


Figura 14: Diagrama S-N de resultados de pruebas de fatiga axial con Inversión.

Fuente: Budynas R. y Nisbett J. (2.008)

2.2.3.2 Límite de Resistencia a la Fatiga y Resistencia a la Fatiga

El diagrama de resistencia-vida S-N proporciona la resistencia a la fatiga S_f contra el ciclo de vida N de un material. Los resultados se generan a partir de ensayos en los que se emplea una carga simple en piezas de prueba de laboratorios estándar controladas. A menudo, la carga es de flexión pura invertida en forma sinusoidal. Las piezas de laboratorio controladas se pulen sin concentración de esfuerzo geométrico en la región de área mínima. En el caso del acero y el hierro, el diagrama S-N se hace horizontal en algún punto.

La resistencia en este punto se llama límite de resistencia a la fatiga S'_n y ocurre en algún lugar entre 10^6 y 10^7 ciclos. La marca de prima en S'_n se refiere al límite de resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada. En el caso de materiales no ferrosos que no presentan un límite de resistencia a la fatiga, puede proporcionarse una resistencia a la fatiga a un número específico de ciclos, S'_f , donde de nuevo, la prima denota la resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada. Los datos de resistencia se basan en muchas condiciones controladas que no serán las mismas que para una parte de máquina real. Lo que procede son prácticas

que se usan para tomar en cuenta las diferencias entre la carga y las condiciones físicas de la probeta y la parte de máquina real.

En base a datos experimentales, se concluyó que la resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión. Para el caso de los aceros, esta relación es

$$S'_n = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ kpsi} \end{cases} \quad (\text{Ec. 37})$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión tomada de un ensayo de tracción.

i) Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Según Budynas R. y Nisbett J. (2.008) se ha visto que la muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio. Algunas diferencias incluyen:

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

Marín J. (1.962) identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión respecto de ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un coeficiente de correlación de 0,85 para la forma multiplicativa, y 0,40 para la forma aditiva. Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe

$$S_n = \prod_1^n C_i S'_n \quad (\text{Ec. 38})$$

Dónde:

$C_1 = C_s$ = factor de modificación de la condición superficial

$C_2 = C_d$ = factor de modificación del tamaño

$C_3 = C_c$ = factor de modificación de la carga

$C_4 = C_T$ = factor de modificación de la temperatura

$C_5 = C_{cf}$ = factor de confiabilidad funcional

$C_6 = C_o$ = factor de modificación de efectos varios

S'_n = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_n = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso. Cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga.

- Factor de superficie C_s

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada), Los datos pueden representarse mediante:

$$C_s = A(S_{ut})^b \quad (\text{Ec. 39})$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión y los valores de A y b se encuentran en la Figura 14.

| Acabado superficial | Factor A | | Exponente <i>b</i> |
|------------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------|
| | <i>S_{ut}</i> kpsi | <i>S_{ut}</i> MPa | |
| Esmerilado | 1,34 | 1,58 | -0,085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2,70 | 4,51 | -0,265 |
| Laminado en caliente | 14,4 | 57,7 | -0,718 |
| Como sale de la forja | 39,9 | 272 | -0,995 |

Figura 15. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín, ecuación 39.

Fuente: Budynas R. y Nisbett J. (2.008)

- Factor de Tamaño

La sección de la probeta que se ensaya a fatiga tiene 10 mm de diámetro normalmente. Como en el caso del coeficiente anterior, las piezas reales no tienen ni esa forma (circular), ni esa dimensión. Puesto que el fenómeno de la fatiga tiene un alto componente estadístico, la probabilidad de que haya un defecto superficial en el que se inicie la fatiga es mayor cuanto más grande sea la superficie de la pieza.

Mischke (1987), evaluó un total de 133 conjuntos de puntos de datos para determinar la relación del factor de tamaño. Para los casos deflexión y torsión en ejes circulares presenta las siguientes relaciones

$$C_d = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-1,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Ec. 40})$$

- Factor de Carga

Mischke (1987), plantea los siguientes valores para el factor de carga:

$$C_d = \begin{cases} 0,923 & \text{Carga Axial} & S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi}(1520 \text{ MPa}) \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y Cortante} \end{cases} \quad (\text{Ec. 41})$$

- Factor de modificación de la temperatura

Para valores de temperaturas cercanos a la temperatura del ambiente, utilizar $C_T = 1$. Para condiciones de trabajo que se sitúen a bajas o elevadas temperatura, el factor debe determinarse para temperaturas mayores a $450\text{ }^\circ\text{C}$ pues para

$$T \leq 450\text{ }^\circ\text{C} \quad C_T = 1.$$

$$C_T = 1 - 0,0058(T - 450\text{ }^\circ\text{C}) \quad \text{Para } 450\text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550\text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_T = 1 - 0,0032(T - 840\text{ }^\circ\text{C}) \quad \text{Para } 840\text{ }^\circ\text{C} < T \leq 1020\text{ }^\circ\text{C}$$

(Ec. 42)

- Factor de Confiabilidad

La totalidad de la información referida a valores de resistencia, tanto de fluencia como de ruptura, de los ensayos a tracción estáticos y de los valores de resistencia a la fatiga y del límite de fatiga, según sea el caso y el material de fabricación de la pieza, indican que de acuerdo a su fabricación, los valores que se reportan están en una banda de dispersión del 50%; esto significa que solo la mitad de las piezas presentarán, por lo menos, la durabilidad esperada según las condiciones de trabajo que le han sido impuestas. Si la confiabilidad funcional que se desea tener es del 50%, el valor del factor $C_T = 1$; pero, si deseamos una confiabilidad mayor, por ejemplo del 90%, entonces $C_T = 0,897$, o de 99% el valor del factor $C_T = 0,814$ (ver F.Stulen, H. Cummings, W. Schulte, "Preventing Fatigue Failures", parte 5, Machine Design, Volumen 33, p. 161, 1961). Para valores que aseguren la supervivencia de casi la totalidad de las piezas, digamos del 99,99%, el valor de C_T sería de 0,702.

- Factor de modificación de efectos varios.

Esta es, probablemente, la clase de factores sugeridos por Marín que más libertad de acción deja a los diseñadores. Pero, no hay que engañarse con esto. En efecto, esta libertad se logra por un mayor, y mejor, conocimiento del material a utilizar en la fabricación del elemento de máquina considerado. Existen diversos factores dependiendo del comportamiento de cada material, C_T se transforma de nuevo en un C_T , es decir, en una serie de factores adicionales, de hecho estos factores

se refieren a una multiplicidad de consideraciones adicionales que el diseñador deberá tomar en cuenta. ¿Cuáles son algunas de estas consideraciones adicionales? Se pasará a enumerarlas y con la experiencia adquirida, el diseñador podrá ponderar los efectos de cada uno de ellas:

1) **Tensiones residuales:** Las fallas por fatiga obedecen, principalmente, a tensiones de tracción. Hemos visto, así mismo, que la falla puede producirse a partir de la superficie de la pieza (aun cuando nada imposibilita que ésta se inicie internamente) Si la superficie de la pieza ha sido tratada de manera tal de inducir tensiones residuales de compresión, por ejemplo, martillado, rociada de granalla, o laminado en frío, entre otros, el factor **C_o** podría llegar a ser superior a la unidad.

2) **Anisotropía.** Las piezas laminadas o estiradas, pueden presentar un incremento de hasta un 20% de la resistencia a la fatiga cuando son sometidas a tensiones variables en dirección paralela a las deformaciones sufridas en su proceso de conformación, **$C_o = 1,20$** . Tratamientos térmicos posteriores, anulan este mejoramiento en el comportamiento de la pieza; y si es en dirección perpendicular **$C_o = 0,7$** .

3) **Imperfecciones.** Se considera ahora la posibilidad de determinar si la falla puede ser producto de inclusiones, o malformaciones, en la microestructura del material que constituye la pieza. Estas imperfecciones o malformaciones del material de conformación del elemento, son aleatorias, este factor de corrección solo se puede determinar con un ensayo específico del material con el que se fabricará la pieza.

4) **Tratamientos superficiales.** Muchos de los tratamientos a los cuales se puede someter una pieza, pueden mejorar el comportamiento resistente a la fatiga; pero pueden ser tales que la falla, al haber mejorado sensiblemente la superficie, inicie por el núcleo de la pieza. Estos casos deben ser analizados detenidamente, por medio de la ayuda que siempre brindan los ensayos de laboratorio. Hay tratamientos superficiales, suficientemente estudiados, que pueden ser desventajosos, desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga; estos son algunos: el cromado, el galvanizado o el niquelado, que reducen la resistencia a la fatiga hasta hacer que su

$C_o = 0,6$. Estos tratamientos se hacen para proteger a la pieza, sometida a fatiga, de efectos más nocivos, cual es la corrosión, por ejemplo.

Con los valores de los coeficientes de corrección sugeridos por Marín, se puede concluir que los valores reales de la resistencia a la fatiga y/o el límite de fatiga de un material se reducen considerablemente.

2.2.3.3 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

La discontinuidad en la geometría de una pieza es también llamada intensificadora de esfuerzos, se presentan en los elementos mecánicos y altera la distribución de los esfuerzos. El área o región donde se localizan es llamado concentración de esfuerzo. Para este efecto, se define un factor del esfuerzo teórico o geométrico, K_t el cual relaciona el es fuerza máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal, mediante las siguientes ecuaciones:

2.2.3.4 Teorías de la Interpretación de Datos

I. Teorías Lineales

Las teorías lineales son las más sencillas y muy conservadoras, que no requieren un ajuste con ensayos tan finos como las teorías no lineales, por lo que son idóneas para las primeras fases del diseño (Ver figura 15). Las principales teorías son:

° **Teoría de Goodman**, es la teoría más sencilla.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (\text{Ec. 43})$$

° **Teoría de Soderberg**, introduce la tensión de fluencia como límite para el diseño. Es una teoría más conservadora que la de Goodman pero tiene en consideración también el cálculo estático debido a la consideración de la tensión de fluencia.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (\text{Ec. 44})$$

II. Teorías No Lineales

En el criterio de Goodman, y en el de Soderberg la influencia de la tensión media es muy importante, cosa que en los ensayos se comprueba que no es exacta. Para corregir esta deficiencia las diversas teorías no lineales se ajustan para permitir predecir adecuadamente la línea límite de una forma más adecuada, pero es probable que no valga la pena considerar tales teorías a menos que se conozcan todas las resistencias con precisión (Ver figura 16). Las distintas teorías son:

° **Relación parabólica de Gerber**

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 45})$$

° **Ecuación cuadrática de la ASME**

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 46})$$

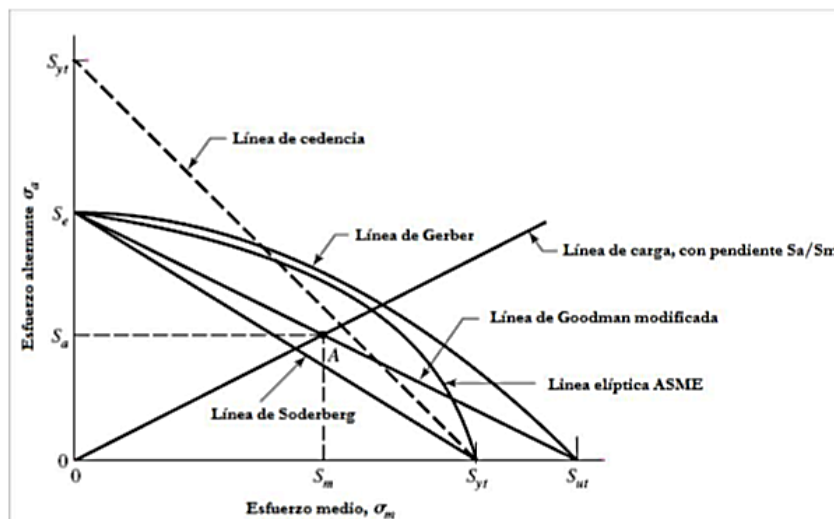


Figura 16. Gráfico de las diferentes teorías de falla por fatiga.

Fuente: Norton R. (1.999)

2.2.3.5 Criterios de Diseño

Las teorías de falla se convierten en criterios de diseño introduciendo el factor de seguridad N ya conocido y cuyo valor depende de la experiencia del diseñador y de las condiciones de falla de la pieza.

◦ **Teoría de Goodman**

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (\text{Ec. 47})$$

◦ **Teoría de Soderberg**

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{N} \quad (\text{Ec. 48})$$

◦ **Relación parabólica de Gerber**

$$N \frac{\sigma_a}{S_n} + \left(N \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 49})$$

◦ **Ecuación cuadrática de la ASME**

$$N \frac{\sigma_a}{S_n} + \left(N \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 50})$$

2.3 Método de los Elementos Finitos

2.3.1. Definición General

Según Alcañiz M. (2011), el método de los elementos finitos es un método de aproximaciones matemáticas por interpolación para resolver problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales de problemas continuos mediante la discretización de los cuerpos de estudio buscando encontrar soluciones numéricas aproximadas a las ecuaciones del cálculo que predicen la respuesta de sistemas físicos, este método es usado cuando la solución por métodos analíticos clásicos es demasiado complicada. En general, el método de los elementos finitos modela un sistema que se divide en un número finito de partes, “elementos” de geometría sencilla, por lo tanto es de análisis más simple que el sistema real, este proceso se conoce como discretización. El comportamiento de estos se especifica mediante un

numero también finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominado “nodos”, puntos donde los elementos se conectan entre sí. En consecuencia FEM (Método de los Elementos Finitos) es una aproximación parte por parte en el cual la función de aproximación se forma conectando funciones sencillas, cada una definida sobre una pequeña región (elemento), esto satisface las ecuaciones de equilibrio y las condiciones de contorno.

2.3.2 Conceptos Básicos sobre Sólidos Tridimensionales Analizados con Elementos Finitos

Si bien el método estudia toda la pieza en la aplicación especificada, esto está basado en la aplicación del método de Rayleigh-Ritz, que aplica a los subdominios llamados elementos, así el problema está representado por un número finito de elementos llamado malla.

2.3.2.1 Elementos

Son partes infinitesimales del elemento que depende de la densidad de malla que considere el diseñador, tiene diferentes geometrías que llegan de lo simple de puntos, líneas para problemas unidimensionales a triangulares y hexaédricos para problemas tridimensionales, así pueden ser parametrizadas las coordenadas de los vértices a través de una matriz de posición. En las Figuras 16 y 17 se pueden distinguir elementos.

En cualquier sistema geométrico donde se debe analizar se puede hallar:

- Dominio: es el espacio geométrico donde se va analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema, cargas, desplazamientos.
- Incógnitas: variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre los desplazamientos y tensiones.

2.3.2.2 Campo de Desplazamiento

El movimiento de un punto perteneciente a un sólido como el que se muestra en la Figura 19 queda definido por tres componentes de un vector desplazamiento U , $U=$

(u, v, w) donde u, v, w son los desplazamientos del punto a través de los ejes cartesianos x, y, z. respectivamente.

Todo elemento finito se caracteriza por sus nodos i, j, k. y por su contorno, de esto se establecen varias funciones que definen el campo de los desplazamientos de cada elemento finito en función de los desplazamientos nodales del elemento que está definido de la siguiente forma:

$$\{U_n\} = \{u_n\}\{\Phi_n\} \quad (\text{Ec. 51})$$

Dónde:

U_n , es el vector formado por los desplazamientos nodales del elemento.

u_n , son los desplazamientos de cualquier punto del elemento en una forma de vector

Φ_n , es la función de forma, cuyas componentes son funciones de posición.

2.3.2.3 Campo de Deformaciones

De la teoría de elasticidad clásica el campo de deformaciones para un punto perteneciente al cuerpo.

$$\varepsilon = (\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz})^T \quad (\text{Ec. 52})$$

Con:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{Ec. 53})$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (\text{Ec. 55})$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (\text{Ec. 56})$$

Dónde:

$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ son las deformaciones unitarias y $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ son las deformaciones angulares.

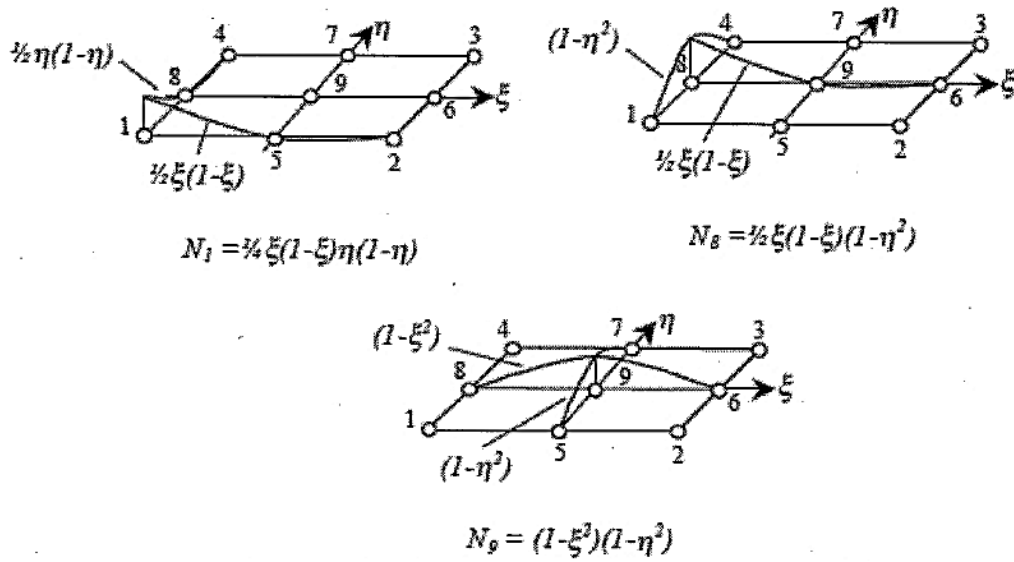


Figura 17. Elemento Lagrangiano de nueve nodos.

Fuente: Pena P. (2.009)

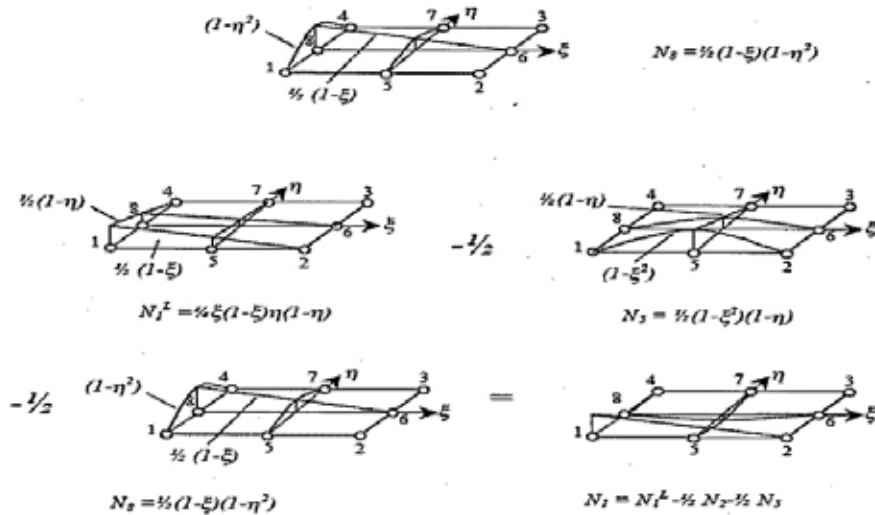


Figura 18. Elemento Serendípido de ocho nodos.

Fuente: Pena P. (2.009)

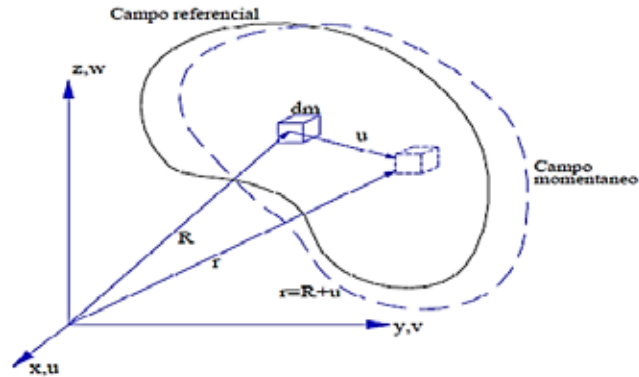


Figura 19. Elemento Serendípido de ocho nodos.
Fuente: Goncalves, R. (2002).

2.3.2.4 Campo de Tensiones

Un punto cualquiera del cuerpo está sometido a 6 componentes de tensión definidos de la siguiente manera.

$$\sigma = (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz})^T \quad (\text{Ec. 57})$$

Donde $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ son las tensiones en las direcciones normales y $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ son las tensiones tangenciales o de corte en la Figura 20 se muestra el convenio de nomenclatura y de signos de estas tensiones.

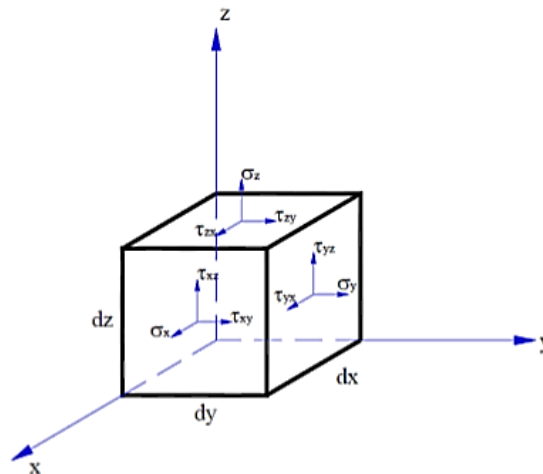


Figura 20. Esfuerzos presentes en todas las caras de un elemento cubico.

Fuente: Goncalves, R. (2002).

2.3.2.5 Esfuerzos y Deformaciones Unitarias

Conociendo los desplazamientos en todos los puntos del elemento es posible obtener las deformaciones unitarias en forma matricial a través de la siguiente expresión:

$$\{\epsilon_n\} = \{L\}\{U_n\} \quad (\text{Ec. 58})$$

Dónde:

U_n es el vector formado por los desplazamientos nodales del elemento y L es el operador diferencial lineal que relaciona las deformaciones con los desplazamientos.

Si se sustituye la ecuación 51 en la ecuación 58 se puede obtener la ecuación:

$$\{\epsilon_n\} = \{L\}\{\phi_n\}\{U_n\} \quad (\text{Ec. 59})$$

A continuación si se agrupa $\{L\}\{\phi_n\}$ en la matriz $\{B_n\}$ y $\{\epsilon_n\}$ es el vector de deformación unitaria en cualquier punto del elemento.

2.3.2.6 Principio del Trabajo Virtual

Según Goncalves R. (2002) este principio dice que para una deformación infinitesimalmente pequeña de un cuerpo (elemento) que se encuentra en equilibrio, el trabajo de las fuerzas exteriores es igual al trabajo interno que producen las deformaciones (valido para cualquier estado de tensión y deformaciones). Al provocar un desplazamiento virtual en los nodos de un elemento cualquiera, se originan trabajos virtuales debido al desplazamiento que se produce en los lugares donde actúan las fuerzas volumétricas y de las fuerzas superficiales de tal forma que el trabajo virtual de las fuerzas será igual a la energía potencial acumulada en elemento n es decir: si aplicamos este principio a un sistema, el cual se discretizó en "n" elementos se produce una igualdad entre el trabajo virtual de las fuerzas y la energía potencial de deformación acumulada que se expresa de la siguiente forma:

2.3.2.7 Sistema Definitivo de Ecuaciones Algebraicas

El sistema debido a las condiciones de contorno (uniones, fuerzas aplicadas) evolucionan hasta un estado final en el que los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema determinan cualquier otra incógnita deseada tensiones, deformaciones. Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento continuo del elemento, se llega a fórmulas que relacionen el comportamiento en el interior de mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales, este paso se realiza por medio de una función llamada interpolación.

El problema se formula matricialmente debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante un ordenador, conocidas las matrices que determinan el comportamiento del elemento (matrices rígidas) se unen y forman un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales o no que resolviéndolas proporcionan valores de esfuerzo y deformaciones. Esto llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo Sustituyendo las ecuaciones en la ecuación variacional.

Se obtiene:

$$\sum_{n=1}^N \{\delta U_n\}^T ([K^n]\{U_n\}) - \{Q_n\} = 0 \quad (\text{Ec. 60})$$

Como es desplazamiento virtual δU_n no puede ser nulo, entonces:

$$[K^n]\{U_n\} - \{Q_n\} = 0 \quad (\text{Ec. 61})$$

Esta expresión es la que le permite al método de los elementos finitos obtener el campo de desplazamientos nodales U_n del sistema discretizando, a partir de la matriz de rigidez $[K^n]$ y de las cargas nodales Q_n .

Una vez calculados los desplazamientos nodales se pueden obtener los desplazamientos, deformaciones unitarias y los esfuerzos en cualquier punto del sistema.

2.3.3 Aplicación del Programa Solidworks Simulation 2013

Una vez obtenida la geometría de los ejes y teniendo en cuenta que se realizó en pasos anteriores el estudio semi-analítico del eje sometido a un estado de cargas y calculado sus esfuerzos en los diferentes puntos críticos para ubicar el punto que de

ellos tenía mayor esfuerzos presentes se procede realizar el estudio por elementos finitos utilizando el programa Solidworks en su versión Premium 2013 basado en Elementos Finitos.

Este software de diseño nos permite realizar el prototipado virtual de la pieza y realizar dentro del mismo el estudio estático y estudio dinámico a fatiga del eje a estudiar. Con el objetivo de analizar la pieza, determinar esfuerzos, desplazamientos, ciclos de vida que soporta el eje bajo un estado de cargas constante, con lo cual se puede observar si falla o no. A continuación una breve explicación del estudio por medio del programa:

El programa está especializado en el diseño de piezas, pero con los paquetes que trae la nueva versión es posible realizar estudios estáticos y dinámicos. El primer paso es realizar el prototipado virtual de la geometría del eje (Ver Figura 21) con las mismas características geométricas y de material de las fuentes tomadas esto producirá la similitud entre el modelo real y el modelo digital, (Ver Figura 22).

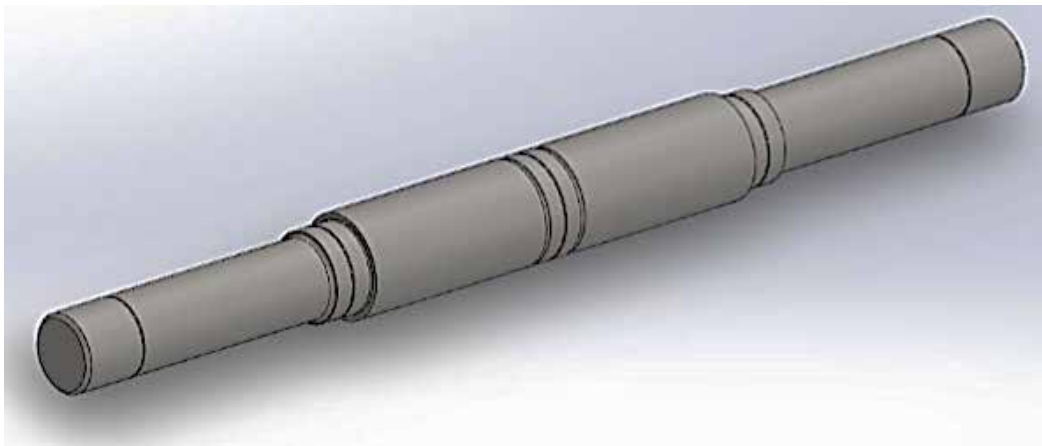


Figura 21. Eje modelado usando SolidWorks.

Fuente: SolidWorks (2018).

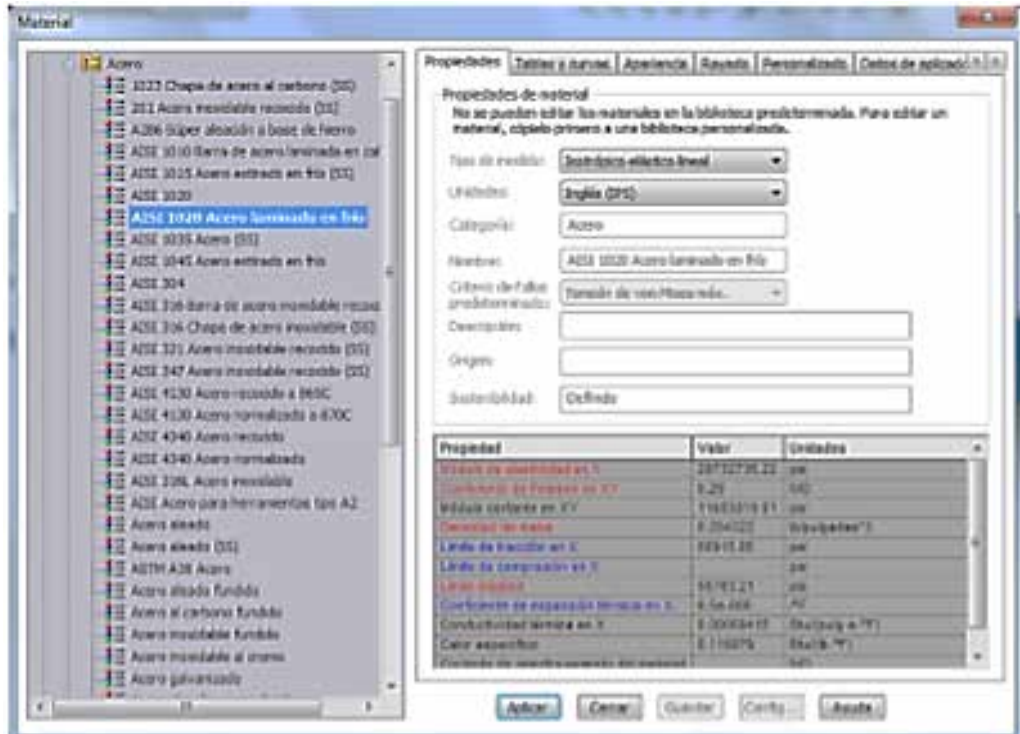


Figura 22. Selección del material del eje.

Fuente: SolidWorks (2018).

Obtenida la geometría y características del material se procede a realizar el primer evento (estudio estático), esto es necesario debido a que el estudio a fatiga (evento 2) necesita valores de esfuerzo previo para calcular los esfuerzos alternos y medios para predecir el número de ciclos de vida. El estudio estático inicia con la colocación de las restricciones de movimiento como sujeciones fijas, rodamientos y sujeciones avanzadas.

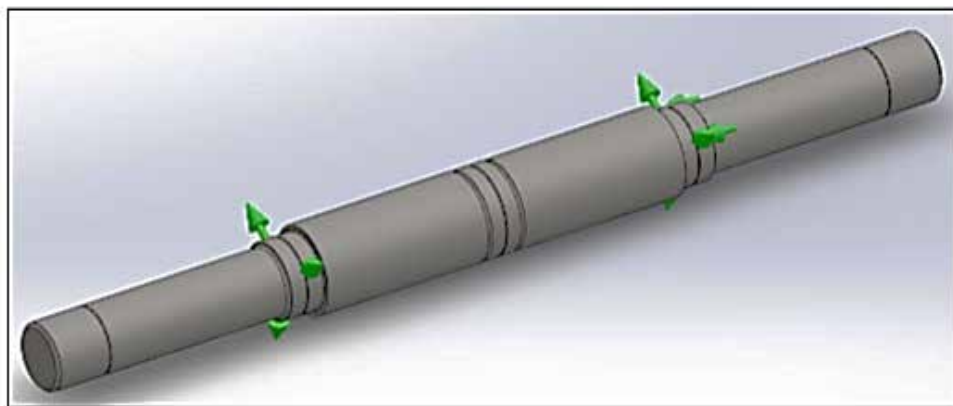


Figura 23. Ubicación de las sujeciones avanzadas.

Fuente: SolidWorks (2018).

Como se observa en la figura 23 se colocaron sujeciones avanzadas debido a que las mismas permiten el giro del elemento pero restringen movimiento en la dirección paralela al eje del elemento esto sirve para absorber cargas axiales cuando no se tiene información de lo contrario.

Ubicadas las restricciones se colocan las cargas aplicadas en el eje (cargas puntuales, cargas torsoras, presiones, etc.) (Ver Figura 24). Debido al estado de cargas presentes es necesario conocer cómo actúan las fuerzas antes de aplicarlas.

El mallado divide el modelo en piezas más pequeñas denominadas elementos, según las cotas geométricas del modelo Solidworks Simulation sugiere un tamaño predeterminado, a partir del cual se puede aumentar el número de elementos en la malla como se observa en la figura 24. Refinando la malla por medio del control deslizante se modifica la dimensión de los elementos triangulares con dimensiones en pulgadas esto quiere decir que las dimensiones de los elementos se vuelven más pequeños lo que aumenta el número de elementos en la malla.

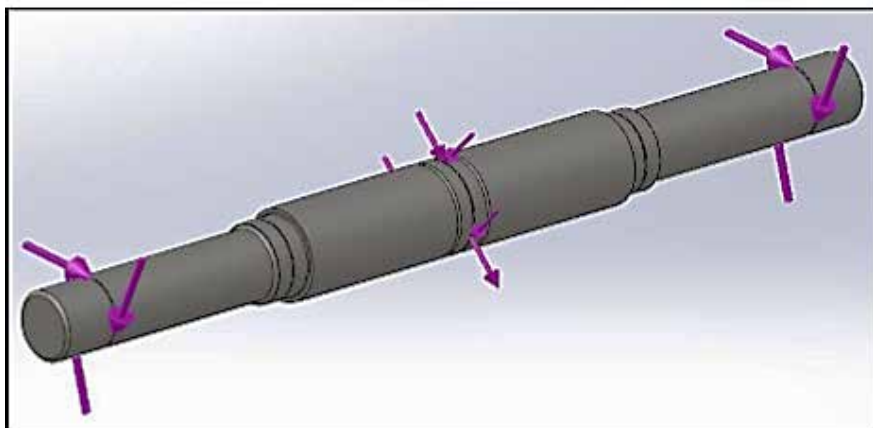


Figura 24. Aplicación de las cargas.

Fuente: SolidWorks (2018).

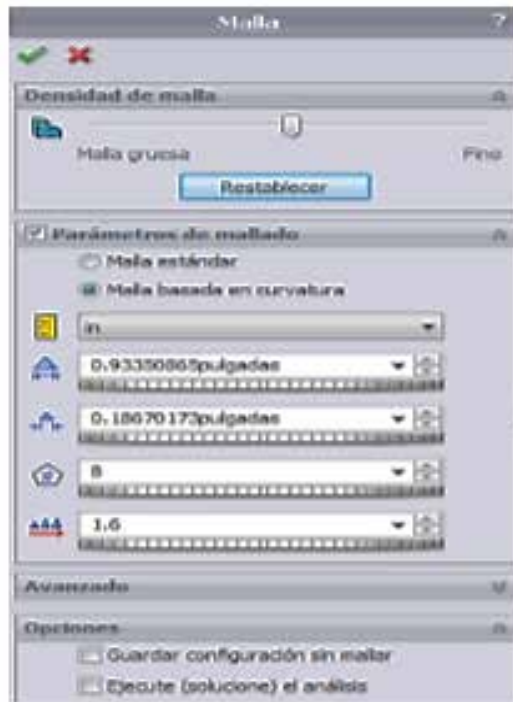


Figura 25. Control de malla
Fuente: SolidWorks (2018).

Los dos últimos controles son el número de elementos en la sección con radio mínimo, lo que se recomienda mantener ya que un número superior a 15 limita las capacidades de análisis del programa generando errores de cálculo o singularidades que producirán esfuerzos casi infinitos, el último control identificado con los triángulos creciendo, es el factor de crecimiento que se le aplica esto quiere decir que el elemento contiguo al más pequeño tiene que ser 1.6 veces mayor. Como se observa ahora, esta malla basada en la curvatura lo que define la solución adaptativa.

Método H: este método se basa en el refinamiento de un tipo de elemento (hexaédrico, cubico, etc.) a fin de converger en un resultado aproximado de esfuerzo (en el presente estudio utilizaremos este método).

Método P: este método es más eficiente ya que consiste en la utilización de elementos más eficaces en regiones de altos niveles de error, luego de un primer estudio él y calcular el error, el programa aumenta el orden de los elementos en las

regiones donde el error es mayor (lugares donde se pueden presentar singularidades o esfuerzos infinitos). Granada E. (2004).

Si se realiza un mallado progresivo del eje se puede ver como a medida que aumenta el número de elementos el esfuerzo de Von-Mises estos valores deben de converger a un valor único aun si aumenta el número de elementos (20.000 y 60.000) es una zona de convergencia habitual, si el número de elementos es 200.000 elementos y el esfuerzo aumenta súbitamente quiere decir que el programa ya no puede resolver el sistema de ecuaciones generada a partir de la cantidad de elementos.

Ejecución del análisis: terminado de mallar el elemento se procede a ejecutar el programa donde por resultado esfuerzos de Von-Mises, deformaciones unitarias y desplazamientos. (Ver Figura 26).

Culminado el estudio estático y convergiendo el valor de esfuerzo, se abre un nuevo estudio que será el de fatiga, como se muestra en la Figura 27-a. Se selecciona el estudio a fatiga que con esfuerzos de amplitud constante, posterior a eso el programa te pide un primer suceso y un número de ciclos alto, se selecciona tipo de carga en la segunda opción de la gráficas existe una relación de carga se coloca el valor en la ventana (Ver Figura 27-b). Se selecciona el estudio 1.

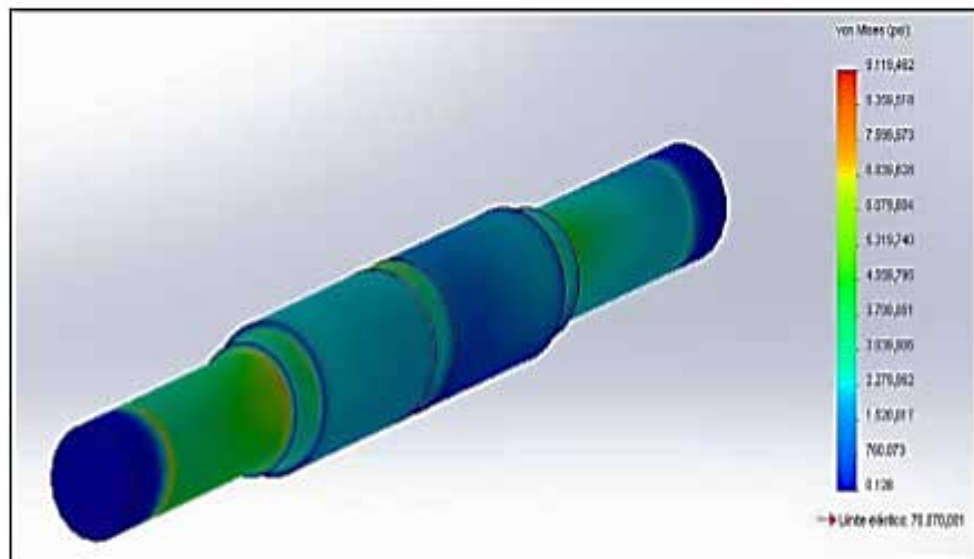


Figura 26: Ejecución del programa.

Fuente: SolidWorks (2018).

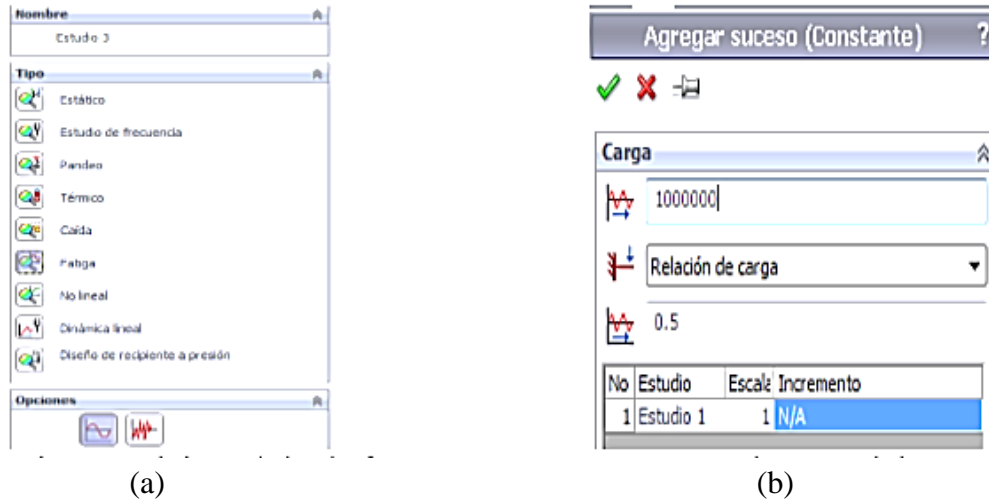


Figura 27: (a) Selección del módulo de fatiga, (b) Selección del evento 1.

Fuente: SolidWorks (2018).

Luego se selecciona el material (de igual forma que el estudio estático), se corre en propiedades del estudio se selecciona en base a que el programa va realizar los cálculos de tensión si es el caso de tensión de Von-mises, intensidad de tensión (P1-P3), tensión principal absoluta (P1). En la misma ventana se puede seleccionar la opción de colocar el factor de corrección a la fatiga que son los mismos que los factores de Marín.



Figura 28: Selección del método de cálculo y factor reducción de resistencia a fatiga.

Fuente: SolidWorks (2018).

Los resultados después de ejecutar el evento 2 son el número de ciclos que dura la pieza y la cantidad de daño acumulado (Ver Figura 29).

2.4 Definición de Términos básicos

Análisis de elementos finitos: El análisis por elementos finitos (FEA, siglas en inglés de Finite Element Analysis) es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería. Usa una técnica numérica llamada método de los elementos finitos (FEM).

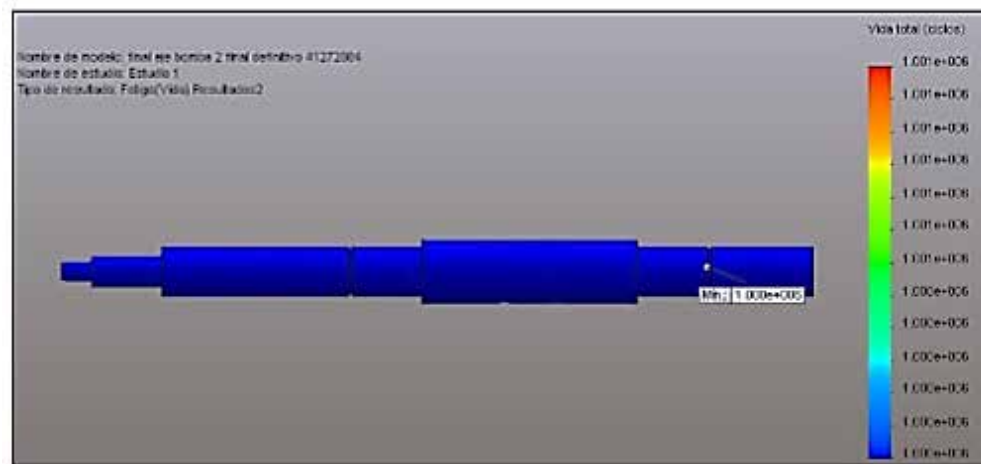


Figura 29: Resultados de fatiga.

Fuente: SolidWorks (2018)

Cuñas y pasadores: Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos.

Eje de transmisión: En ingeniería mecánica se conoce como eje de transmisión a todo objeto asimétrico especialmente diseñado para transmitir potencia. Estos elementos de máquinas constituyen una parte fundamental de las transmisiones mecánicas y son ampliamente utilizados en una gran diversidad de máquinas debido a su relativa simplicidad.

El módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal: es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza.

Esfuerzos de contacto: Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto puntual o lineal cambia a un área de contacto, y los esfuerzos que se desarrollan en los dos cuerpos son tridimensionales. Los problemas del esfuerzo de contacto se originan en el contacto de una rueda y un riel, en el árbol de levas y los balancines, en los dientes de engranes acoplados y en la acción de los

cojinetes de bolas. Las fallas usuales se ven como grietas, picaduras o escamado en la superficie del material.

El caso más general del esfuerzo de contacto ocurre cuando cada cuerpo en contacto tiene un radio de curvatura doble; es decir, cuando el radio del plano de rodamiento es diferente del radio de un plano perpendicular y ambos planos pasan por el eje de la fuerza de contacto. Aquí sólo se consideran los dos casos especiales de esferas y cilindros en contacto. Los resultados que se presentan fueron obtenidos por Hertz y, por lo tanto, con frecuencia se les conoce como esfuerzos hertzianos.

Límites: Dimensiones máximas y mínimas establecidas.

Método de los elementos finitos: El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas utilizado en diversos problemas de ingeniería y física. El MEF está pensado para ser usado en computadoras y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas.

N: Newton, es la unidad de fuerza del Sistema Internacional de Unidades (SI).
N-m: Newton por Metro, Es una unidad de medida de esfuerzo de torsión, también llamado “momento” o “torque” (capacidad de una fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto).

Pa: Pascal, es la unidad de presión del Sistema Internacional de Unidades. Se define como la presión que ejerce una fuerza de 1 newton sobre una superficie de 1 metro cuadrado normal a la misma.

Pulg: La pulgada, es una unidad de longitud antropométrica que equivale al ancho de la primera falange del pulgar, y más específicamente a su falange distal. Como ejemplo, una pulgada castellana equivalía a 23,22 milímetros, mientras que la anglosajona actual equivale a 25,4 mm.

Relación de transmisión: Es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros

de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.

Rpm: Revolución por minuto, es una unidad de frecuencia que se usa para expresar velocidad angular, es decir, indica el número de rotaciones completadas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor de un eje.

SolidWorks: es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 2D y 3D, desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systèmes, S.A. (Suresnes, Francia), para el sistema operativo Microsoft Windows. Su primera versión fue lanzada al mercado en 1995 con el propósito de hacer la tecnología CAD más accesible.

Tamaño nominal: Tamaño para designar un elemento. Por ejemplo, se especifica un tubo de 112pulg o un perno de 12pulg. El tamaño teórico o el tamaño real medido pueden ser muy diferentes. El tamaño teórico de un tubo de 112pulg tal vez sea 1.900pulg en su diámetro exterior. Y el diámetro del perno de 12pulg, en realidad puede medir 0.492pulg.

Transmisión de par de torsión: Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados

Además de transmitir el par de torsión, muchos de estos dispositivos están diseñados para fallar si el par de torsión excede ciertos límites de operación aceptables, con lo que se protege a los componentes más caros.

Unidades: Es una cantidad estandarizada de una determinada magnitud física, definidas y adoptadas por convención o por ley. En nuestro caso la unidades utilizadas vienen expresadas según el Sistema Internacional (SI).

Un diagrama de cuerpo libre: es un boceto de un objeto de interés despojado de todos los objetos que lo rodean y mostrando todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En este capítulo se evidencia los pasos y procedimientos para alcanzar los objetivos planteados en este proyecto; estableciendo la metodología, el tipo de investigación y todos los elementos que serán utilizados, dando respuesta a la problemática planteada, según Cervo y Bervian (1989) “Se define la investigación como una actividad encaminada a la solución de problemas. Su objetivo consiste en hallar respuestas a preguntas mediante el empleo de procesos científicos” (p.20).

3.1 Tipo de Investigación

En busca de la resolución viable de la problemática planteada, esta investigación comprende un proyecto factible, debido a que según Arias (2006) “Se trata de una propuesta de acción para resolver un problema práctico o satisfacer una necesidad. Es indispensable que dicha propuesta se acompañe de una investigación, que demuestre su factibilidad o posibilidad de realización” (p.134).

Al abordar de forma apropiada este tipo de investigación permite el análisis interpretativo del escenario, comprendiendo el diseño tradicional de los ejes de transmisión de potencia, los esfuerzos a los cuales este está sometido, y las posibles fallas por fatiga.

3.2 Diseño de la investigación

Motivado al análisis e interpretación de fuentes documentales de diversos autores, esta investigación es documental.

Según Arias (2006) la investigación documental es un proceso basado en la búsqueda, recuperación, análisis, crítica e interpretación de datos secundarios, es decir, los obtenidos y registrados por otros investigadores en fuentes documentales: impresas, audiovisuales o electrónicas. Como en toda investigación, el propósito de este diseño es el aporte de nuevos conocimientos (p.27).

3.3 Nivel de la investigación

Según Arias (2006) el nivel de investigación se refiere al grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio (p.23); bajo este concepto la investigación tiene un nivel descriptivo, ya que se observa el comportamiento de un hecho o fenómeno. Arias (2006) afirma que “Consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere” (p.24).

3.4 Población y muestra

3.4.1 Población

Arias (2006), define a la población como “Conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación. Esta queda delimitada por el problema y por los objetos de estudios” (p.81).

De acuerdo a lo definido anteriormente, la población la cual va a ser objeto de estudio serán los tres ejes seleccionados para el análisis, conformando estos una población finita. Según Sierra Bravo (1991) desde el punto de vista estadístico, una población finita es la constituida por un número inferior a cien mil unidades.

3.4.2 Muestra

“La muestra es un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible” (Arias, 2012, p. 83). Tomando esto de referencia tenemos que la muestra se iguala a la población que es objeto de estudio, debido a que pertenecen a una población reducida o finita.

3.5 Técnica e instrumentos de recolección de datos

Una vez establecido el problema a resolver, los objetivos a alcanzar y la metodología a emplearse, es preciso establecer las técnicas e instrumentos para alcanzar dichos objetivos. En este orden de ideas Arias (2006) afirma que “Se entenderá por técnica, el procedimiento o forma particular de obtener datos o información”

3.5.1 Técnica

“Las técnicas son particulares y específicas de una disciplina, por lo que sirven de completo al método científico, el cual posee una aplicabilidad general” (Arias, 2006, p.67)

“El conocimiento de las diferentes técnicas para la obtención de datos supone la comprensión del proceso de elaboración, sus criterios regulativos, aplicaciones, ventajas e inconvenientes” (Rincón y otros, 1995, p.15).

Se plantea el análisis documental, en base a libros y fuentes electrónicas, es decir, documentos de internet. El manual de trabajos de grado de especialización y maestría y tesis doctorales, de la Universidad Pedagógica Experimental libertador UPEL (2005) explica que:

Se entiende por investigación documental, el estudio de problemas con el propósito de ampliar y profundizar el conocimiento de su naturaleza, con apoyo, principalmente, en trabajos previos, información y datos divulgados por medios impresos, audiovisuales o electrónicos. La originalidad del estudio se refleja en el enfoque, criterios, conceptualizaciones, reflexiones, conclusiones, recomendaciones y, en general, en el pensamiento del autor (p.15).

3.5.2 Instrumentos

Debido a que la investigación documental no se limita a recursos impresos o físicos, se hará uso de la computadora, libros digitalizados e información generalizada de internet, sin excluir la posibilidad de utilizar medios impresos

3.6 Fases de la investigación

En base a los objetivos planteados y enfocado al cumplimiento de los mismos, se describirán las seis fases de desarrollo de la investigación a ser realizadas.

Fase I. Indicar modelos de ejes de transmisión plenamente cargados.

En esta fase, luego de una amplia investigación y documentación en base a la teoría de diseño de ejes a fatiga y ejemplos de los mismos, se seleccionarán tres modelos, que contengan distintos métodos de diseño, los cuales serán los modelos a validar. Estableciendo los criterios y procedimientos utilizados en el diseño, para la

aplicación de la investigación y los estudios, a fin de manejarlos de la manera correcta para el cumplimiento de los siguientes objetivos.

Fase II. Elaborar los cálculos analíticos y vectoriales de los esfuerzos presentes en los modelos seleccionados, mediante las técnicas tradicionales de los diámetros presentes en el eje, según modelos conocidos.

Para esta fase será necesario el estudio y el análisis de los cálculos de ingeniera, esfuerzos, tensiones, factores de diseño, entre otros. Cumpliendo con los criterios establecidos en la fase anterior, comprobando de esta manera las teorías definidas y los diseños realizados por diversos autores en los ejes seleccionados.

Fase III. Elaborar el modelo computarizado mediante técnica de prototipado virtual de los ejes seleccionados.

Esta fase se cumplirá, mediante la utilización de una herramienta CAD SolidWorks, se realizará el modelado de los ejes seleccionados, tomando en cuenta los parámetros geométricos y volumétricos establecidos en la fase anterior.

Fase IV. Realizar un análisis mediante Elementos Finitos de los modelos previamente calculados analíticamente.

Luego de establecer los cálculos analíticos de esfuerzos, los parámetros geométricos de los ejes seleccionados y realizar su modelado computarizado, se implementará el análisis de esfuerzos mediante elementos finitos, con la herramienta CAD SolidWorks Emotion, aplicando las cargas o tensiones a las cuales estará sometido el eje previamente calculadas. Paso que se repetirá para cada uno de los ejes a estudiar.

Fase V. Establecer comparaciones entre los resultados teóricos y el método computarizado.

En esta fase los resultados obtenidos después de la simulación serán comparados con los resultados analíticos establecidos en la fase dos, a fin de determinar las diferencias, validar la investigación y proponer la metodología teórica más eficiente para el prototipado virtual, sirviendo como guía para posteriores investigaciones y facilitar el diseño ingenieril de ejes de transmisión de potencia.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se realizará el estudio de los ejes de forma gradual según la complejidad de los mismos, se seleccionó el eje del trabajo de grado de Pereira F. y Porrello P. (2003) por ser el más sencillo de abordar por tener su estado de cargas en un solo plano. Debido a esto se tomó como base para hacer una breve explicación paso a paso de cómo se realizaron cada uno de los cálculos que luego se efectuaran de manera más directa con los otros ejes. Primero se realizará un estudio analítico de las cargas sin excluir corte directo o axial, se calcularán los esfuerzos según las dimensiones dadas incluyendo el análisis de los concentradores geométricos. Se establecerán las condiciones de trabajo aquellas que se toman para corregir el esfuerzo a fatiga para luego calcular el factor de seguridad según cada modelo matemático para el diseño de ejes. Luego de obtener los resultados de los cálculos analíticos se procede a realizar el modelo computacional para verificar el método de cálculo, esto con la finalidad de validar los resultados. En el camino podemos obtener diferentes resultados y con ello extender el estudio según sea el caso. Si el estudio computarizado no arroja resultados concluyentes se procederá a disminuir el diámetro del eje de manera que posea una vida de 10^5 ciclos para poder comparar el método analítico con el estudio a fatiga por elementos finitos.

En el caso de los dos ejes Norton, Robert L. (1999) y Juvinal R. y Marshek K. (2013), antes que nada se deberá recalculan el método utilizado para sus dimensionamientos según cada autor basado en la norma ASME para el diseño de ejes, esto con las mismas características geométricas y de material que se utilizará para el método analítico y por elementos finitos para que exista imparcialidad ya que puede existir diferencias entre las propiedades del material utilizado en el libro con las que están en la galería de materiales del SolidWorks.

4.1 Eje Caso 1 de bomba centrífuga KSB ETA-32-200.

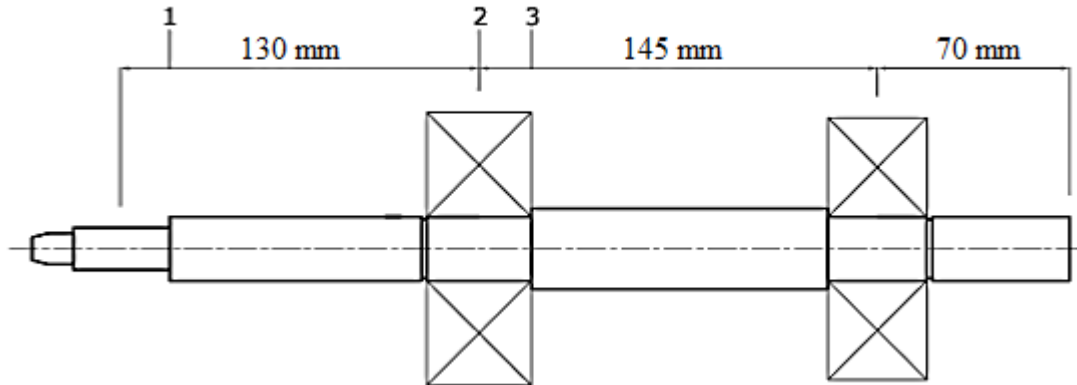


Figura 30. Eje Caso 1.

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.1 Análisis teórico de la fatiga del eje 1

Para alcanzar los objetivos planteados en el presente trabajo especial de grado se procederá a desarrollar el eje a través de la metodología descrita (Ver Capítulo II), la cual contempla una descripción del eje, un estudio de las cargas aplicadas, cálculo de esfuerzos presentes, un estudio por elementos finitos esto para establecer comparaciones y conclusiones.

4.1.1.1 Descripción de los parámetros geométricos y característicos en el eje 1

Las condiciones de operación, cálculo de cargas aplicadas, condiciones del sistema, peso distribuido en cada sección del eje, punto de operación de la bomba, punto de trabajo crítico, cálculo del par torsor y potencia aplicada se especifican en el Trabajo Especial de Grado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo titulado “Determinación del Factor de Utilización del Eje de una Bomba Centrífuga Sometida a Fatiga” solo se mostraran tablas con los valores para no adentrar en las ecuaciones de fluidos y turbomáquinas que rigen el funcionamiento de las bombas.

4.1.1.2 Peso distribuido en las diferentes secciones del eje.

La representación del peso en el eje será como una carga distribuida por tramos de sección transversal constante, los valores están en la figura 31.

Tabla 1. Peso distribuido Eje Caso 1.

| Tramo (mm) | Diámetro de la sección (mm) | Peso del tramo (N) | Carga distribuida (N/m) |
|---------------------|-----------------------------|--------------------|-------------------------|
| $0 < x < 15$ | 10 | 0,095056 | 6,3372 |
| $15 < x < 50$ | 16 | 0,597814 | 16,2233 |
| $50 < x < 180.5$ | 25 | 5,1687 | 39,6076 |
| $180.5 < x < 288.5$ | 32 | 7,008454 | 64,8931 |
| $288.5 < x < 376.5$ | 25 | 3,4854 | 39,6076 |
| | Peso total (N) | 16,36 | |

Fuente: (Porrelo y Pereira 2003)

4.1.1.3 Cargas presentes en el eje

La Figura 31 muestra las cargas presentes en el eje de la bomba centrífuga sometida a fatiga del Caso 1.

Tabla 2. Cargas presentes en el Eje Caso 1.

| Tipo de cargas | Monto de la carga |
|----------------------|-------------------|
| Empuje axial (N) | 289,536 |
| Empuje radial (N) | 41,406 |
| Peso del eje (N) | 16,36 |
| Peso del rodete (N) | 25,525 |
| Momento torsor (N m) | 13,642 |

Fuente: (Porrelo y Pereira 2003)

4.1.1.4 Diagrama de cuerpo libre del eje.

La figura 31 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje Caso 1.



Figura 31. Diagrama de cuerpo libre del Eje Caso 1.

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.1.5 Estudio de las secciones críticas del eje.

Para ello es necesario un estudio de las cargas presente a través de un diagrama de corte y momento para poder determinar las secciones que presentan picos de carga cortante, momento flector y momento torsor, (Ver figura 33).

Resolviendo el sistema y considerando que el rodamiento de la derecha absorbe toda la carga axial (debido a que no se conoce cuanta fuerza axial absorbe cada rodamiento) se obtiene el cálculo de las reacciones en los apoyos de los rodamientos.
 $R_{ax} = 0 N, R_{ay} = 138.3737 N, R_{bx} = 289.536 N, R_{by} = -55.1157 N.$

Las secciones de estudio son las de menor sección transversal y en la que presenta picos de fuerzas cortantes, flector y torsor. Las cuales se identifican como sección 1, sección 2, sección 3, estas secciones se muestran en la figura 29.

4.1.1.6 Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas.

Para determinar los esfuerzos presentes es necesaria la información del material del cual está compuesto el eje cuyas propiedades se muestran en la tabla 1, y los factores de concentración de esfuerzos (Ver tabla 5).

Utilizando la ecuación 46 se calcula el factor de concentración de esfuerzo geométrico a fatiga, (Ver tabla 5), el factor de sensibilidad al entalle q y el factor de concentración de esfuerzo geométrico estático K_t se toman de las gráficas que se encuentran en el anexo B, utilizando los valores de la tabla 4.

Tabla 3. Propiedades del material (AISI 1045) de la base de datos de SolidWorks

| Material | Tensión de fluencia (MPa) | Tensión última (MPa) | Tensión (MPa) |
|----------------------------------|---------------------------|----------------------|---------------|
| Acero AISI 1045 Estirado en frío | 530 | 625 | 205 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 4. Dimensiones características de los entalles eje caso 1

| Dimensión característica | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|----------------------------|-----------|----------------|-----------|
| Radio de entalle, r (mm) | 1 | No hay entalle | 1 |
| Diámetro pequeño, d (mm) | 16 | | 25 |
| Diámetro mayor, D (mm) | 25 | | 32 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 5. Factores de concentración de esfuerzos eje caso 1

| Factores de concentración esfuerzos (| Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|---------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Tensión | 2,14 | $K_c = 1$ | 2,26 |
| Flexión | 2,00 | | 2,20 |
| Momento torsor | 1,55 | | 1,67 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Con los datos suministrados en la tabla 5 se puede construir la tabla 6

Tabla 6. Estados de carga presentes en el eje Caso 1

| Carga | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|--------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Fuerza Cortante, F_c (N) | 67,594 | 138,670 | 65,609 |
| Fuerza Axial, F_a (N) | 289,536 | 289,536 | 289,536 |
| Momento flector, M_f (N · m) | 1,185 | 9,040 | 7,853 |
| Momento Torsor, M_T (N · m) | 13,642 | 13,642 | 13,642 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

De acuerdo a lo descrito en el marco teórico se utilizan las ecuaciones 28 y 29 en conjunto con la 44 para calcular los esfuerzos alternantes y medios en las secciones de estudio corregidos por el factor de concentración geométrica:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A}K_f + \sqrt{\left(\frac{M_{fx} \cdot r}{I_x}\right)^2 \cdot K_f(M_f) + \left(\frac{M_{fy} \cdot r}{I_y}\right)^2 \cdot K_f(M_f)}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{F}{A}K_f - \sqrt{\left(\frac{M_{fx} \cdot r}{I_x}\right)^2 \cdot K_f(M_f) + \left(\frac{M_{fy} \cdot r}{I_y}\right)^2 \cdot K_f(M_f)}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A}K_f + \frac{M_T \cdot r}{I_p}K_f(M_T)$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = \frac{F}{A}K_f - \frac{M_T \cdot r}{I_p}K_f(M_T)$$

Luego de obtener los esfuerzos máximos y mínimos por medio de Von Mises se calculan los esfuerzos equivalentes con la ecuaci3n $3\sigma_{m\acute{a}x(Res)} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 + 3\tau_{m\acute{a}x}^2}$

$$\sigma_{m\acute{i}n(Res)} = \sqrt{\sigma_{m\acute{i}n}^2 + 3\tau_{m\acute{i}n}^2}$$

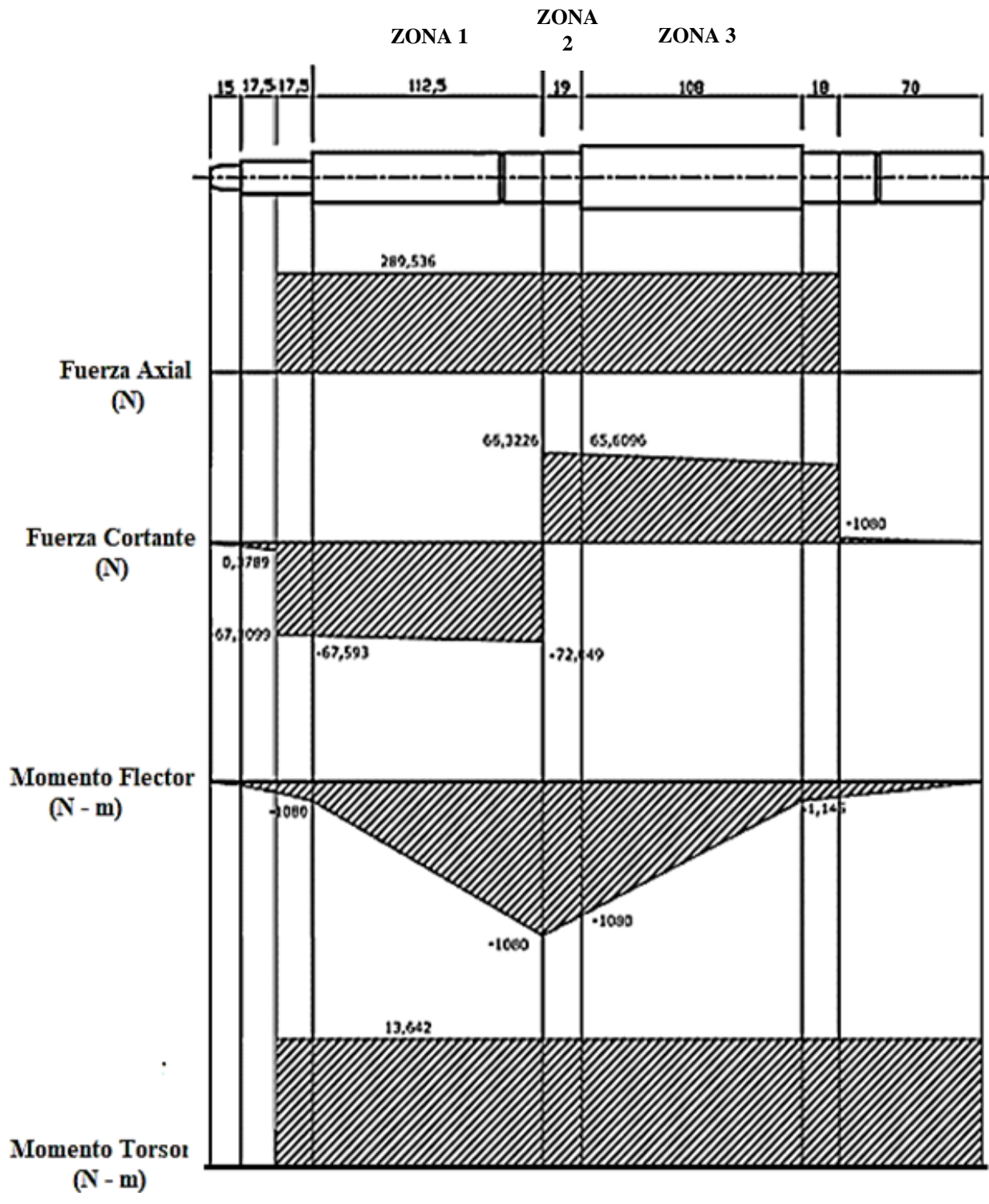


Figura 32. Diagrama de corte y momento para el eje caso 1
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Por último se calculan los esfuerzos alternos y medios por medio de las ecuaciones 47 y 48, $\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$ y $\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$ respectivamente.

Las características geométricas y la inercia de las secciones se muestran en la tabla 5 mientras que el resumen del cálculo de los esfuerzos se muestra en la tabla 6.

Tabla 7. Propiedades de las secciones de estudio eje caso 1

| Propiedades | Sección 1 (d=16 mm) | Sección 2 (d=25 mm) | Sección 3 (d=25 mm) |
|--|------------------------|------------------------|------------------------|
| Área (mm ²) | 201,061 | 490,874 | 490,874 |
| Momento de inercia, I (mm ⁴) | 3.216,99 | 19.174,760 | 19.174,760 |
| Momento polar I _p (mm ⁴) | 6.433,98 | 38.349,51 | 38.349,51 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 8. Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 1

| Esfuerzo (MPa) | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ | 8,218 | 6,483 | 11,209 |
| $\sigma_{m\acute{i}n}$ | -2,709 | -5,303 | -8,797 |
| $\tau_{m\acute{a}x}$ | 26,514 | 4,729 | 7,271 |
| $\tau_{m\acute{i}n}$ | 25,509 | 4,164 | 6,853 |
| $\sigma_{m\acute{a}x(Res)}$ | 46,6531 | 10,446 | 16,8595 |
| $\sigma_{m\acute{i}n(Res)}$ | -44,2658 | -8,952 | -14,774 |
| σ_a | 45,4594 | 9,6990 | 15,8168 |
| σ_m | 1,1936 | 0,747 | 1,04265 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.1.7 Cálculo de factores de seguridad.

Para obtener los factores de seguridad presentes en cada una de las secciones de estudio es necesario realizar una corrección al factor de resistencia a la fatiga por lo cual se hace importante el uso de los factores de Marín utilizando la ecuación 38:

$$S_n = \prod_1^n C_i S'_n$$

Usando: $C_1 = C_s$ = factor de modificación de la condición superficial, $C_2 = C_d$ = factor de modificación del tamaño, $C_3 = C_c$ = factor de modificación de la carga, $C_4 = C_T$ = factor de modificación de la temperatura y $C_5 = C_{cf}$ = factor de confiabilidad funcional. Estos factores de modificación del límite de resistencia a la fatiga se detallan en la tabla 7.

Tabla 9. Factores que modifican la resistencia a la fatiga eje caso 1

| Factor | Razón | Valor |
|----------|---|--------|
| C_s | Mecanizado | 0,9 |
| C_d | 7,62 mm | 0,874 |
| C_c | Sometido a torsión | 0,577 |
| C_T | $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{F} (232,22 \text{ }^\circ\text{C})$ | 1 |
| C_{cf} | 50% | 1 |
| | Total | 0,4538 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Los criterios a utilizar son las parábolas de ASME y Gerber, y las líneas de Goodman y Soderberg (Capítulo 2 sección 2.2.3.7).

ASME

$$N \frac{\sigma_a}{S_n} + \left(N \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1$$

Goodman

Gerber

$$N \frac{\sigma_a}{S_n} + \left(N \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 =$$

Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Tabla 10. Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño eje caso 1

| Criterio de falla | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-------------------|-----------|-----------|-----------|
| ASME | 1,91 | 8,96 | 5,50 |
| Gerber | 1,91 | 8,96 | 5,49 |
| Goodman | 1, 91 | 8,87 | 5,45 |
| Soderberg | 1,90 | 8,85 | 5,44 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.2 Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito

Con los datos obtenidos de la geometría del eje se realiza el prototipado virtual del mismo que consiste en realizar la representación tridimensional del eje a través de un software de diseño como lo es el Solidworks:



Figura 33. Modelado del Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 34. Renderizado vista Frontal del Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 35. Renderizado vista Isométrica del Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Realizada la geometría del eje se seleccionara el material que en este caso es un AISI 1045 Estirado en frio el cual se pueden apreciar sus propiedades en la tabla 1.

4.1.2.1 Estudio estático.

El primer estudio se realizará suponiendo el eje como un elemento estático el cual se le aplicarán restricciones de movimiento, cargas aplicadas, torsores, sujeciones de rodamientos, de la cual posteriormente se realizará el mallado el cual se aumentara la densidad de elementos para llegar a la convergencia de los resultados entre (10.000 y 50.000 elementos).

4.1.2.2 Colocación de carga axial, corte, torsor.

Se colocan los valores de la tabla 4 en las secciones correspondientes con el correspondiente sentido de la carga. Para simplificar el diseño se eliminaran los cuñeros del eje debido a que no son secciones críticas.

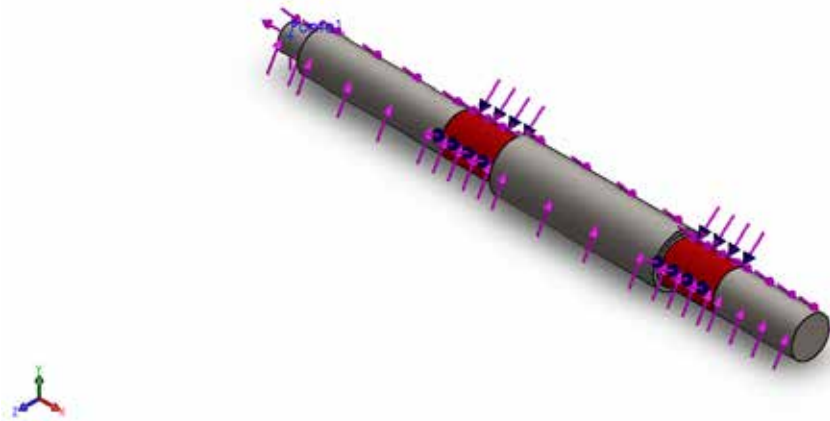


Figura 36. Colocación de las cargas (axial, corte y torsión) Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.2.3 Colocación de los rodamientos

Debido a que este caso posee la influencia de fuerza axial no se pueden colocar (sujeción de rodamiento) ya que no se aprecia si este tipo de rodamiento absorbe la fuerza axial en el primer rodamiento o en el último, por lo cual se sustituirán los

mismos por sujeciones avanzadas, esto les permitirá girar al eje en torno a su centro, la restricción ubicada a la derecha del eje se lo colocará restricción de movimiento en dirección x, lo que supondrá que absorbe la fuerza axial en ese punto.

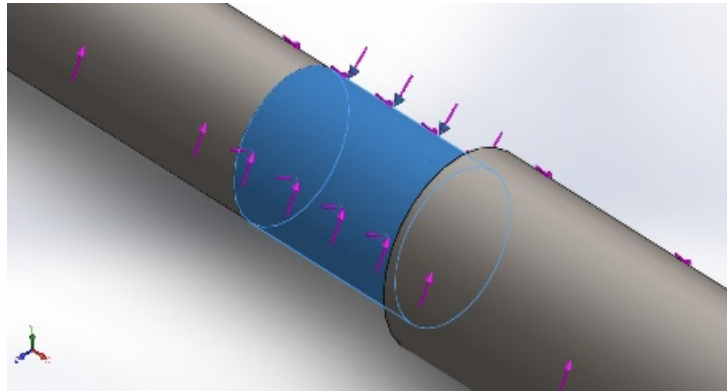


Figura 37. Soporte de rodamiento 1, Eje caso 1
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

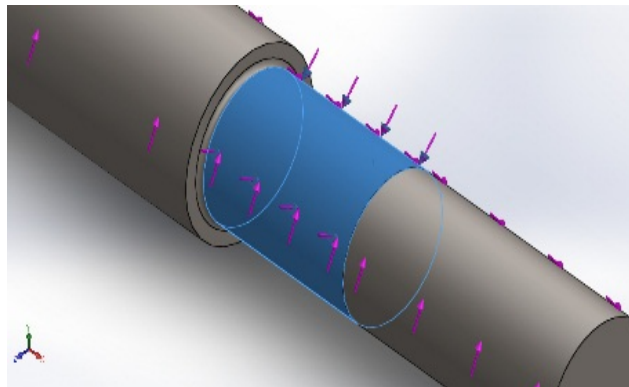


Figura 38. Soporte de rodamiento 2, Eje caso 1
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.2.4 Mallado del elemento y análisis de convergencia.

Debido a que la pieza tiene concentradores de esfuerzos (hombros. ranuras) que son geometrías con radios mínimos, es necesario que la malla se vaya refinando gradualmente para que los elementos se acoplen a la geometría del eje, si no se hace de esta forma puede llegar a producir singularidades lo cual conlleva a esfuerzos infinitos en la pieza alterando la gráfica de convergencia del estudio, se tomará como

factor de crecimiento 1,5 lo cual obliga al elemento continuo ser 1,5 veces más

| | |
|------------------------------------|-------------------------------------|
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla basada en curvatura |
| Puntos jacobianos | 4 Puntos |
| Tamaño máximo de elemento | 1.82698 mm |
| Tamaño mínimo del elemento | 0.165396 mm |
| Trazado de calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

grande que el anterior haciendo más eficiente el estudio.

Tabla 11. Información de malla

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

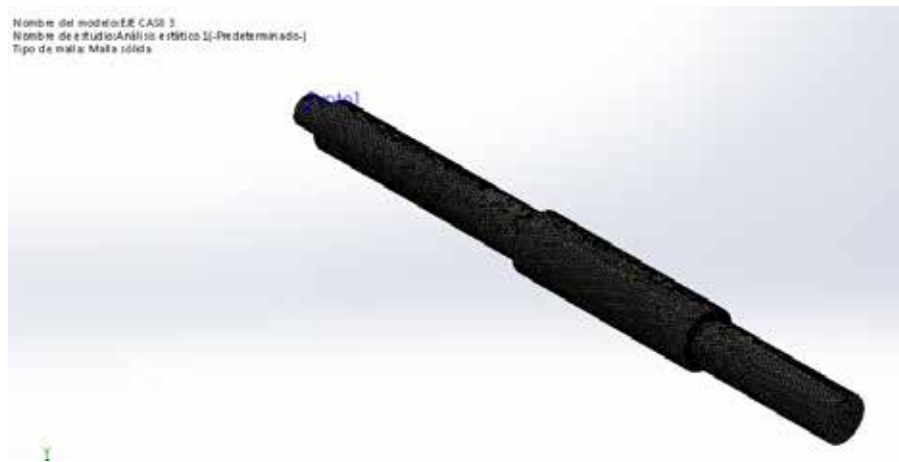


Figura 39. Mallado del Eje caso 1 (238353 elementos)

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Este proceso de refinado de la malla se termina cuando los valores de esfuerzos convergen hacia un único valor, y el siguiente valor se eleva súbitamente estos valores se presentan en la tabla 12, la cual se muestra a continuación:

Tabla 12. Detalles del mallado

| | |
|---|--------|
| Número total de nodos | 340552 |
| Número total de elementos | 238353 |
| Cociente máximo de aspecto | 4.3465 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 99.9 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 | 0 |
| % de elementos distorsionados (Jacobiana) | 0 |

| | |
|---|----------|
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:14 |
|---|----------|

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.1.2.5 Resultado del estudio estático.

Como se puede observar en la figura 40, el valor de la deformación por las tensiones de Von-Mises en el eje es en el rango mínimo 2,711 Pa y en el máximo 2,206 Pa, en la misma sección crítica que dice la teoría donde el diámetro es menor y donde además existe un hombro (concentrador de esfuerzos).

Tabla 13. Resultados análisis estático – Tensiones Eje caso 1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|-------------|----------------------|-----------|-----------|
| Tensiones 1 | Tensión de von Mises | 40,33 Mpa | 41,27 Mpa |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|-------------------|-----------------------------|----------|----------|
| Desplazamientos 1 | Desplazamientos resultantes | 1.327 mm | 6.500 mm |

Tabla 14. Resultados análisis estático – Desplazamiento Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

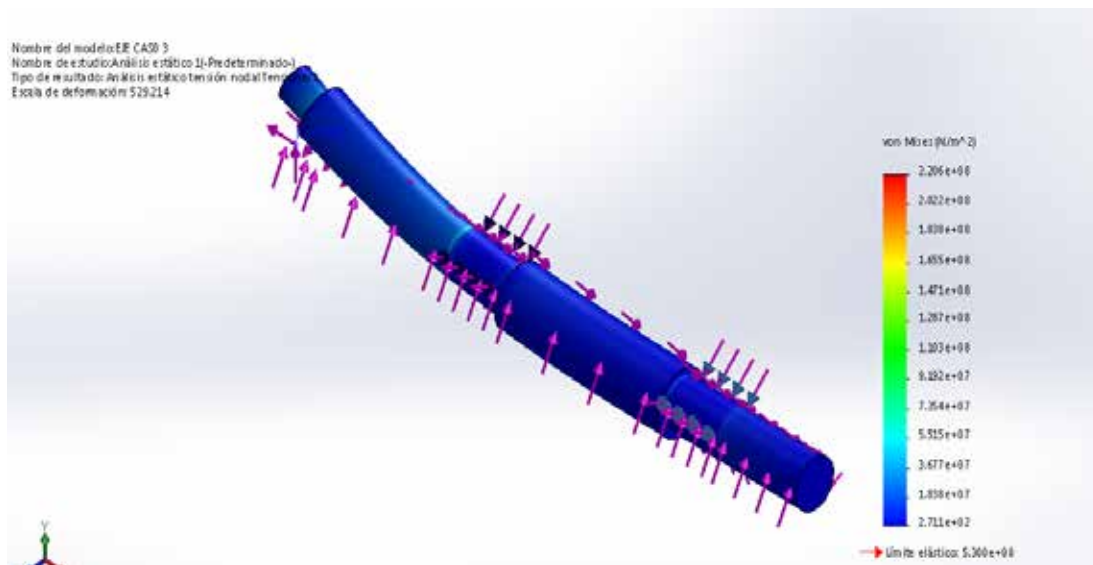


Figura 40. Análisis estático-Tensiones Eje caso 1

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

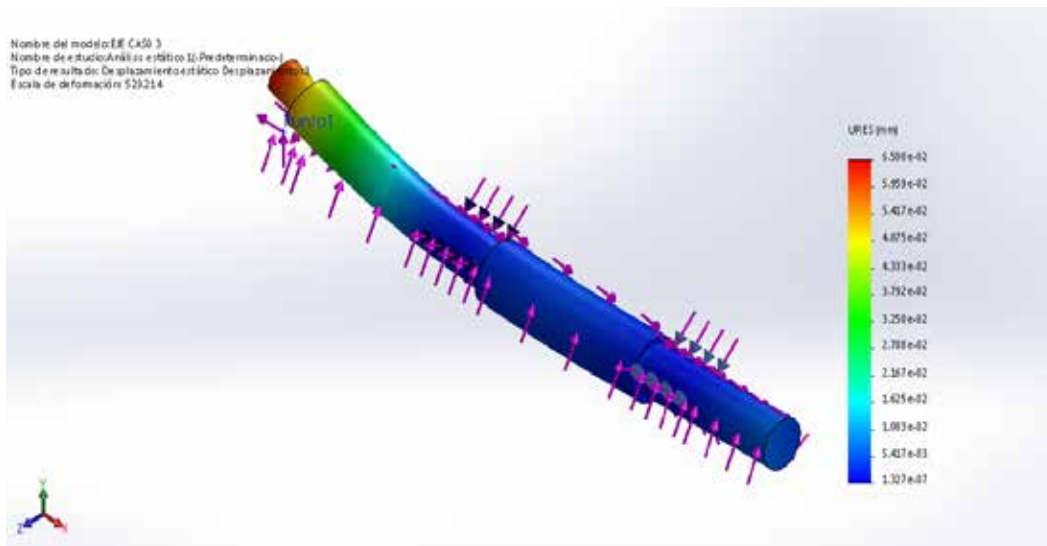


Figura 41. Análisis estático-Desplazamiento Eje caso 1
 Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 15. Factor de Seguridad Von Mises Eje caso 1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---------------------|---------------------------|-------|-------|
| Factor de seguridad | Tensión de von Mises máx. | 2.402 | 1.955 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

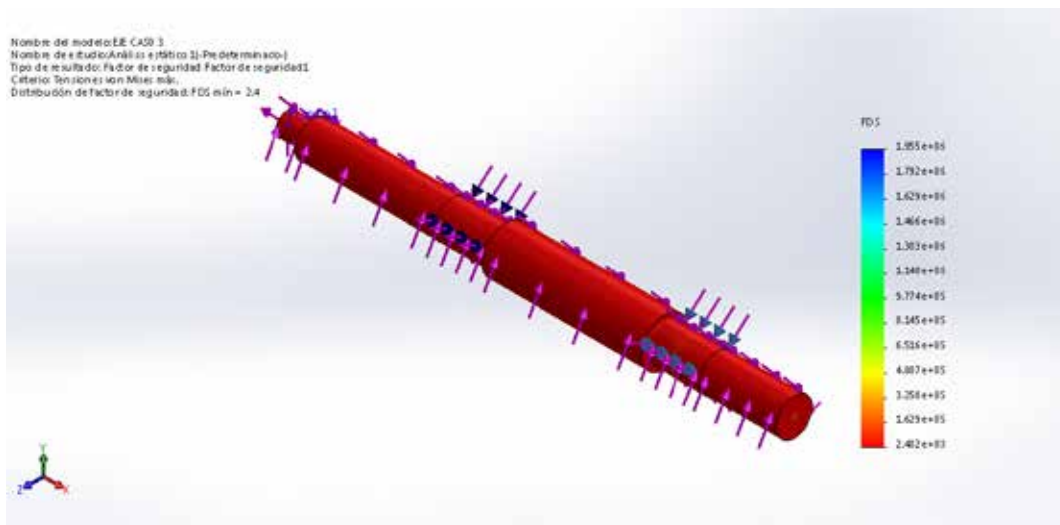


Figura 42. Factor de seguridad Von Mises Eje caso 1
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2 Eje Caso 2

4.2.1 Análisis teórico de la fatiga

Para alcanzar los objetivos planteados en el presente trabajo especial de grado se procederá a desarrollar el eje a través de la metodología descrita (Ver Capítulo II), la cual contempla una descripción del eje, un estudio de las cargas aplicadas, cálculo de esfuerzos presentes, un estudio por elementos finitos esto para establecer comparaciones y conclusiones.

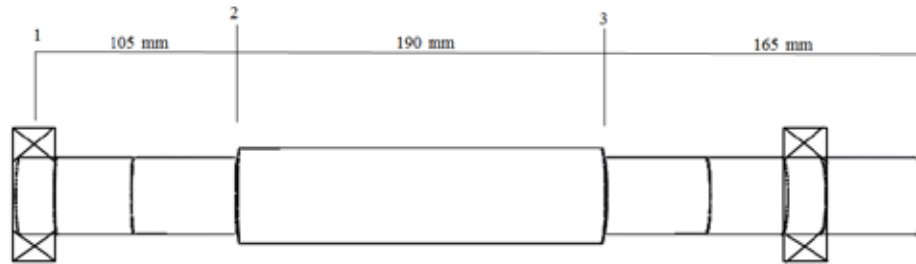


Figura 43. Eje Caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.1.1 Descripción de los parámetros geométricos y característicos

Las condiciones de operación y el procedimiento del cálculo de cargas aplicadas, condiciones del sistema, punto de trabajo crítico, cálculo del par torsor y potencia aplicada se especifican en el diseño del eje caso 1., solo se mostraran tablas con los valores para no adentrar en las ecuaciones previas del diseño.

4.2.1.2 Cargas presentes en el eje

La Tabla 16 muestra las cargas presentes en el eje sometido a fatiga del caso 2.

Tabla 16. Cargas presentes en el Eje Caso 2.

| Tipo de cargas | Monto de la carga | |
|-------------------|-------------------|------------|
| Empuje radial (N) | 1915 | T1: 500 |
| | | T2: 500 |
| | | Fcy: 2165 |
| | | Fcx: -1250 |

| | |
|----------------------|-----|
| Momento torsor (N m) | 125 |
|----------------------|-----|

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.1.3 Diagrama de cuerpo libre del eje.

La figura 44 y 45 muestran los diagramas de cuerpo libre del eje Caso 2 correspondientes a cada plano coordenado.



Figura 44. Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z del Eje Caso 2.

Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 45. Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z del Eje Caso 2.

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.1.4 Estudio de las secciones críticas del eje.

Para ello es necesario un estudio de las cargas presente a través de un diagrama de corte y momento para poder determinar las secciones que presentan picos de carga cortante, momento flector y momento torsor, (Ver figura 44, 45).

Resolviendo el sistema se obtiene el cálculo de las reacciones en los apoyos de los rodamientos.

$$R_{ax} = -687,5 \text{ N}, R_{ay} = 324,75 \text{ N}, \quad R_{bx} = 937,5 \text{ N}, R_{by} = -2489,82 \text{ N}.$$

Las secciones de estudio son las de menor sección transversal y en la que presenta picos de fuerzas cortantes, flector y torsor. Las cuales se identifican como sección 1, sección 2, sección 3, estas secciones se muestran en la figura 43.

4.2.1.5 Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas.

Para determinar los esfuerzos presentes es necesaria la información del material del cual está compuesto el eje cuyas propiedades se muestran en la tabla 17, las dimensiones detalladas del eje (Ver apéndice D) y los factores de concentración de esfuerzos (Ver apéndice B).

Tabla 17. Propiedades del material (AISI 1020 Estirado en frío) de la base de datos de SolidWorks

| Material | Tensión de fluencia (MPa) | Tensión última (MPa) | Tensión (MPa) |
|----------------------------------|---------------------------|----------------------|---------------|
| Acero AISI 1020 Estirado en frío | 350 | 420 | 80,9 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 18. Dimensiones características de los entalles eje caso 2

| Dimensión característica | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|--------------------------|-----------|----------------|-----------|
| Radio de entalle, r (mm) | 1,2 | No hay entalle | 1,2 |
| Diámetro pequeño, d (mm) | 40 | | 40 |
| Diámetro mayor, D (mm) | 50 | | 50 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 19. Factores de concentración de esfuerzos eje caso 2

| Factores de concentración esfuerzos (| Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|---------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Flexión | 1,87 | Kt: 1,65 | 1,875 |
| Momento torsor | 1,65 | | 1,65 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 20. Estados de carga presentes en el eje Caso 2

| Carga | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-----------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Fuerza Cortante, F_c (N) | 375 | 375 | 450,68 |
| Momento flector, M_f (N · m) | 56,21 | 125,01 | 145,36 |
| Momento Torsor, M_T (N · m) | 62,50 | -62,50 | 62,50 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 21. Propiedades de las secciones de estudio eje caso 2

| Propiedades | Sección 1 (d=40 mm) | Sección 2 (d=50 mm) | Sección 3 (d=40 mm) |
|---|------------------------|------------------------|------------------------|
| Área (mm ²) | 1.256,63 | 1.963,5 | 1.256,63 |
| Momento de inercia, I (mm ⁴) | 125.663,70 | 306.796,1576 | 125.663,70 |
| Momento polar, I _p (mm ⁴) | 251.327,41 | 613.592,3152 | 251.327,41 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 22. Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 2

| Esfuerzo (MPa) | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ | 12,81 | 12,5 | 32,35 |
| $\sigma_{m\acute{i}n}$ | -11,69 | -11,43 | -31,68 |
| $\tau_{m\acute{a}x}$ | 8,78 | 4,57 | 8,89 |
| $\tau_{m\acute{i}n}$ | -7,66 | -3,85 | -7,55 |
| $\sigma_{m\acute{a}x(Res)}$ | 19,89 | 14,50 | 35,83 |
| $\sigma_{m\acute{i}n(Res)}$ | -17,69 | -13,24 | -33,65 |
| σ_a | 12,25 | 11,79 | 31,68 |
| σ_m | 0 | 0 | 0 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

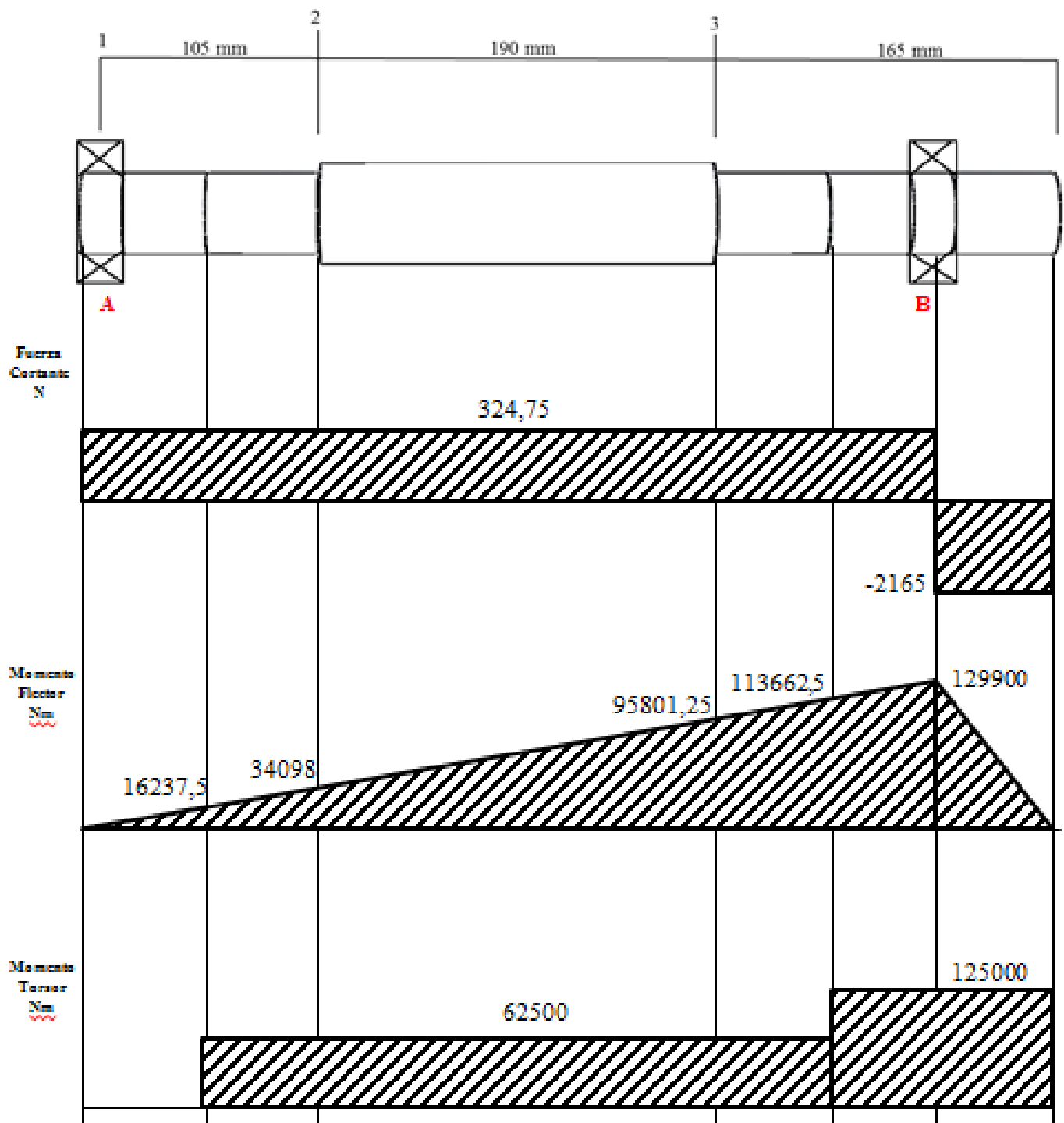


Figura 46. Diagrama de corte y momento plano Y-Z Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

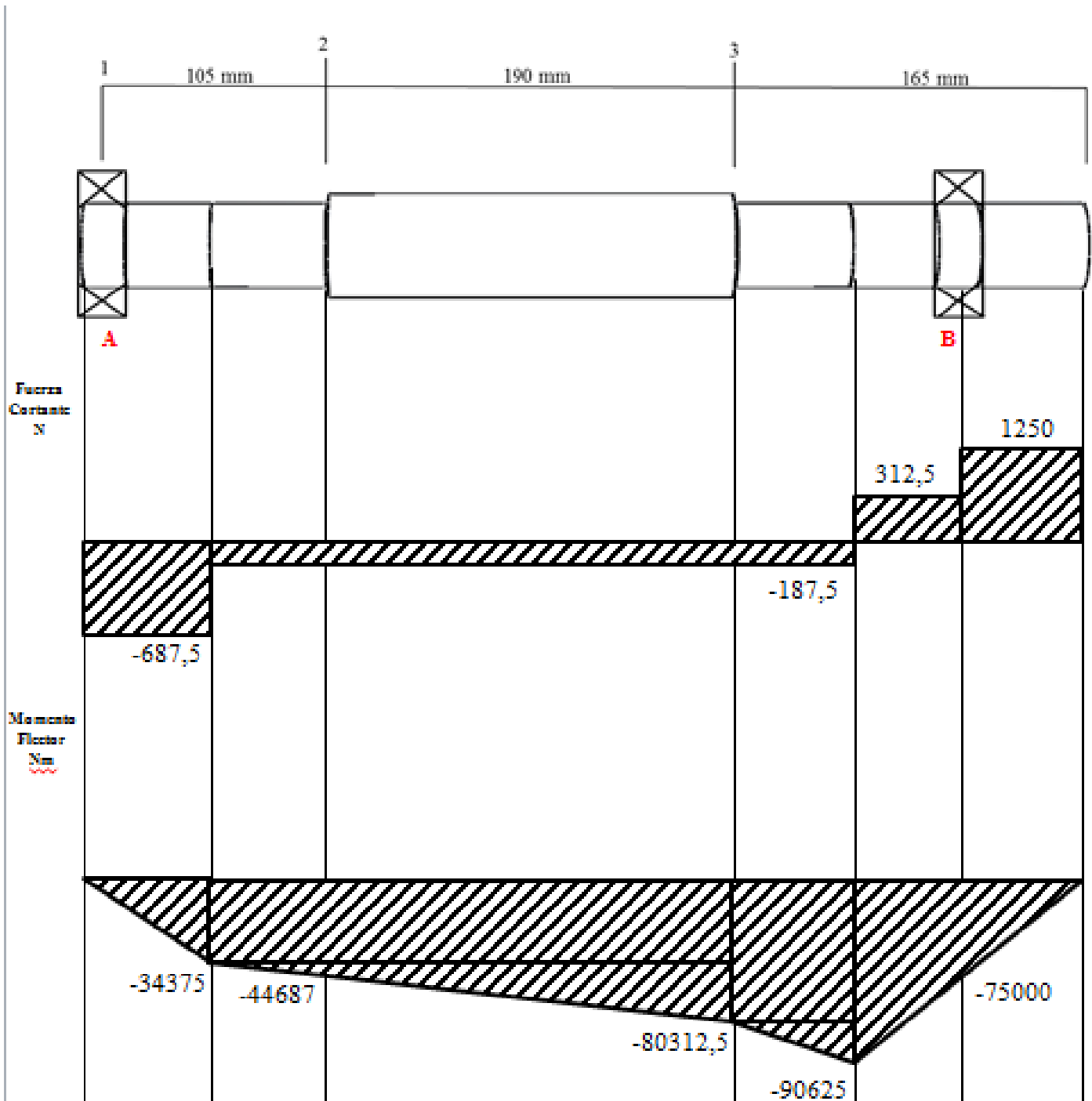


Figura 47. Diagrama de corte y momento plano X-Z Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.1.6 Cálculo de factores de seguridad.

Tabla 23. Factores que modifican la resistencia a la fatiga eje caso 2

| Factor | Razón | Valor |
|---------------|--|---------|
| C_S | Mecanizado | 0,9 |
| C_d | | 0,85 |
| C_e | Sometido a torsión | 0,6 |
| C_T | $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{F}(232,22 \text{ }^\circ\text{C})$ | 1 |
| C_{ef} | 90% | 0,83 |
| Total: | | 0,38097 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Según los criterios parabólicos mencionados en el diseño del eje 1, se obtuvo los siguientes valores de factor de seguridad:

Tabla 24. Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño eje 2

| Criterio de falla | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-------------------|-----------|-----------|-----------|
| ASME | 6,60 | 6,85 | 2,55 |
| Gerber | 6,60 | 6,85 | 2,55 |
| Goodman | 6,54 | 6,81 | 2,54 |
| Soderberg | 6,53 | 6,80 | 2,54 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.2 Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito

Con los datos obtenidos de la geometría del eje se realiza el prototipado virtual del mismo que consiste en realizar la representación tridimensional del eje a través de un software de diseño como lo es el Solidworks:

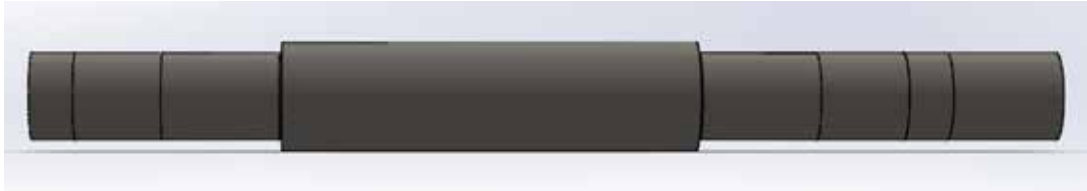


Figura 48. Modelado del eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 49. Renderizado vista Frontal del eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 50. Renderizado vista Isométrica del eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Realizada la geometría del eje se seleccionara el material que en este caso es un AISI 1020 Laminado en frio el cual se pueden apreciar sus propiedades en la tabla 17.

4.2.2.1 Estudio estático.

El segundo estudio se realizará suponiendo el eje como un elemento estático el cual se le aplicarán restricciones de movimiento, cargas aplicadas, torsores,

sujeciones de rodamientos, de la cual posteriormente se realizará el mallado el cual se aumentara la densidad de elementos para llegar a la convergencia de los resultados.

4.2.2.2 Colocación de cargas, corte, torsor.

Se colocan los valores de la tabla 25 en las secciones correspondientes con el correspondiente sentido de la carga. Para simplificar el diseño se eliminaran los cuñeros del eje debido a que no son secciones críticas.

Tabla 25. Carga, corte y torsión Eje Caso 2

| Nombre de carga | Detalles de carga | |
|------------------|-------------------|-------------------------------|
| Fuerza-1 | Tipo: | Aplicar fuerza |
| | Valores: | 500 N |
| Fuerza-2 | Tipo: | Aplicar fuerza |
| | Valores: | 500 N |
| Fuerza-3 | Tipo: | Aplicar fuerza |
| | Valores: | 1250 N |
| Fuerza-4 | Tipo: | Aplicar fuerza |
| | Valores: | 3165 N |
| Torsión-2 | Tipo: | Aplicar momento torsor |
| | Valores: | -125 N.m |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

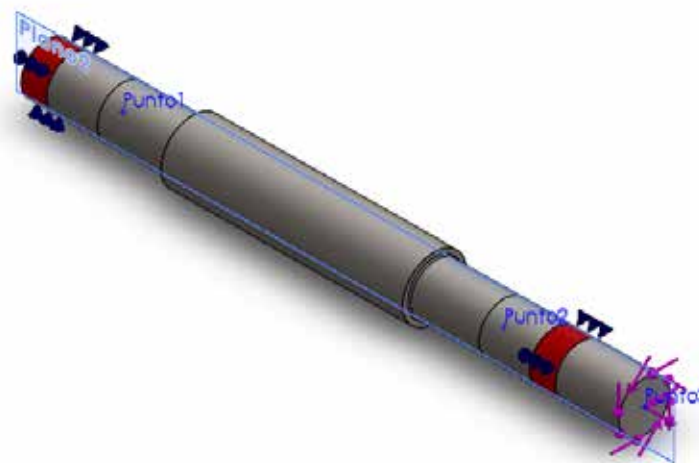


Figura 51. Colocación de las cargas (corte y torsión)

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.2.3 Colocación de los rodamientos

Este caso cuenta con dos sujeciones de soporte tipo rodamiento, lo cual permitirá girar al eje en torno a su centro, la restricción ubicada a la derecha e izquierda del eje limitara el movimiento en dirección x, lo cual supondrá la restricción del movimiento axial en esos puntos.

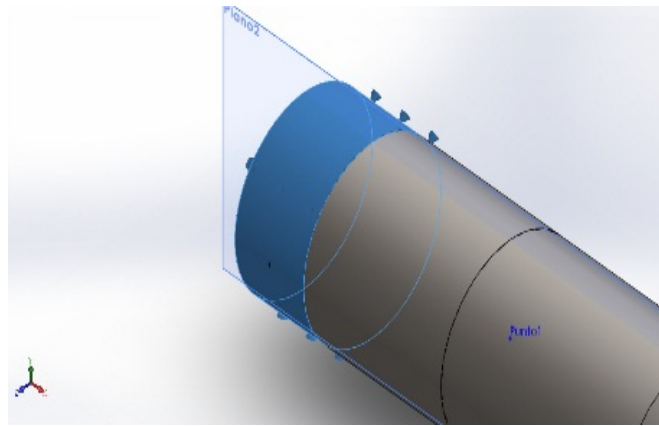


Figura 52. Soporte de rodamiento 1, Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

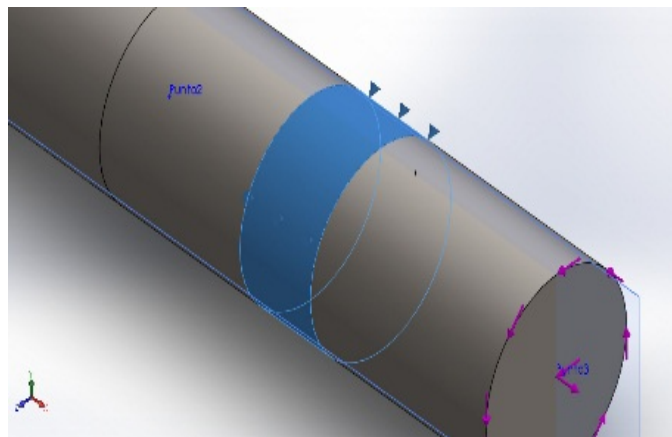


Figura 53. Soporte de rodamiento 2, Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.2.4 Mallado del elemento y análisis de convergencia.

Tabla 26. Información de malla

| | |
|---|-------------------------------------|
| Tipo de malla: | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla: | Desactivar |
| Puntos jacobianos | 4 Puntos |
| Tamaño de elementos | 5.39141 mm |
| Tolerancia | 0.26957 mm |
| Trazado de calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 27. Detalles del mallado

| | |
|--|-------------|
| Número total de nodos | 47376 |
| Número total de elementos | 31591 |
| Cociente máximo de aspecto | 6.0922 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 99.6 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:12 |
| Nombre de computadora: | PERSONAL-PC |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

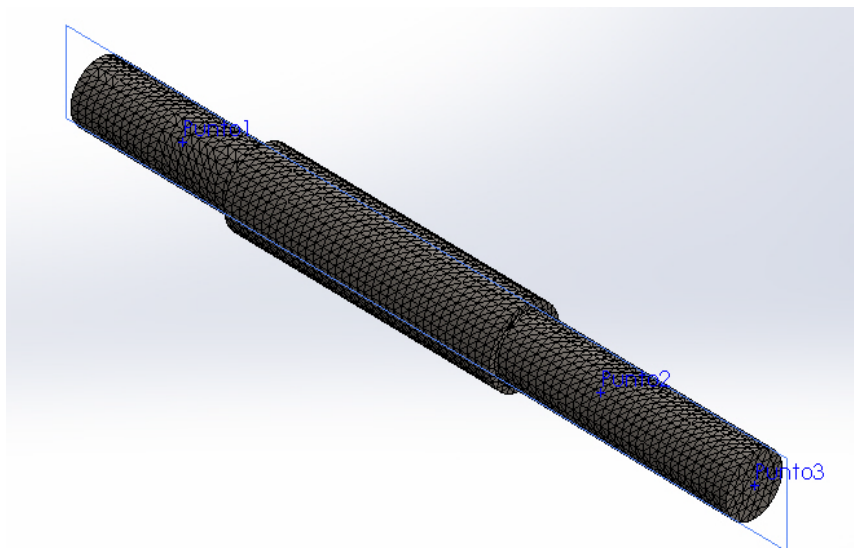


Figura 54. Mallado del eje caso 2 (31591 elementos)

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.2.2.5 Resultado del estudio estático.

Como se puede observar en la figura 55, el valor de la deformación por las tensiones de Von-Mises en el eje es en el rango mínimo 1,27 Pa y en el máximo 1,53 Pa, en la misma sección crítica que dice la teoría.

Tabla 28. Resultados análisis estático – Tensiones Eje caso 2

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------|----------------------|-----------|-----------|
| Tensiones 1 | Tensión de von Mises | 29,52 Mpa | 32,86 Mpa |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

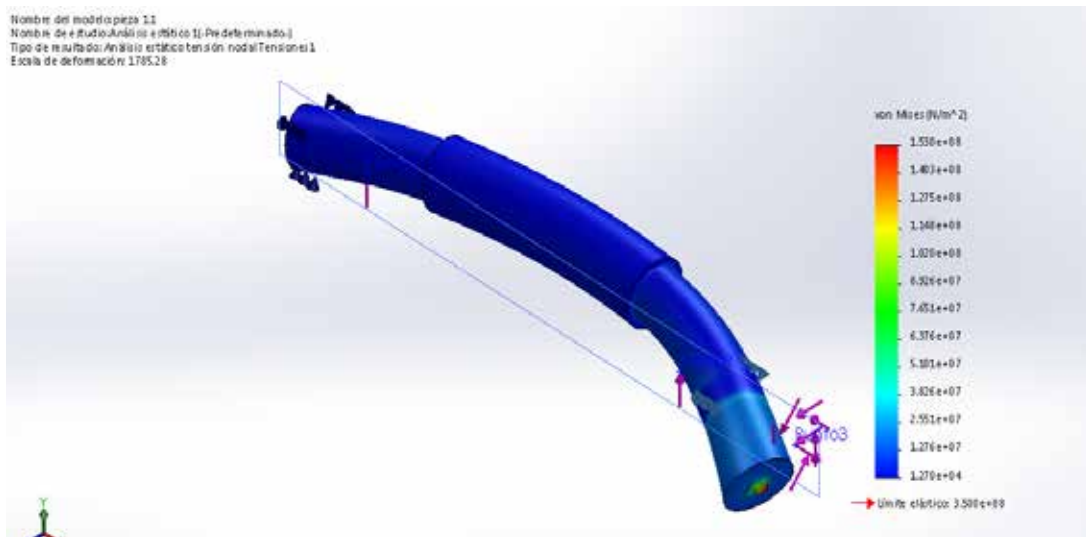


Figura 55. Análisis estático-Tensiones Eje caso 2

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 29. Resultados análisis estático – Desplazamiento Eje caso 2

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------------|-----------------------------|----------|----------|
| Desplazamientos 1 | Desplazamientos resultantes | 2.605 mm | 2.741 mm |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

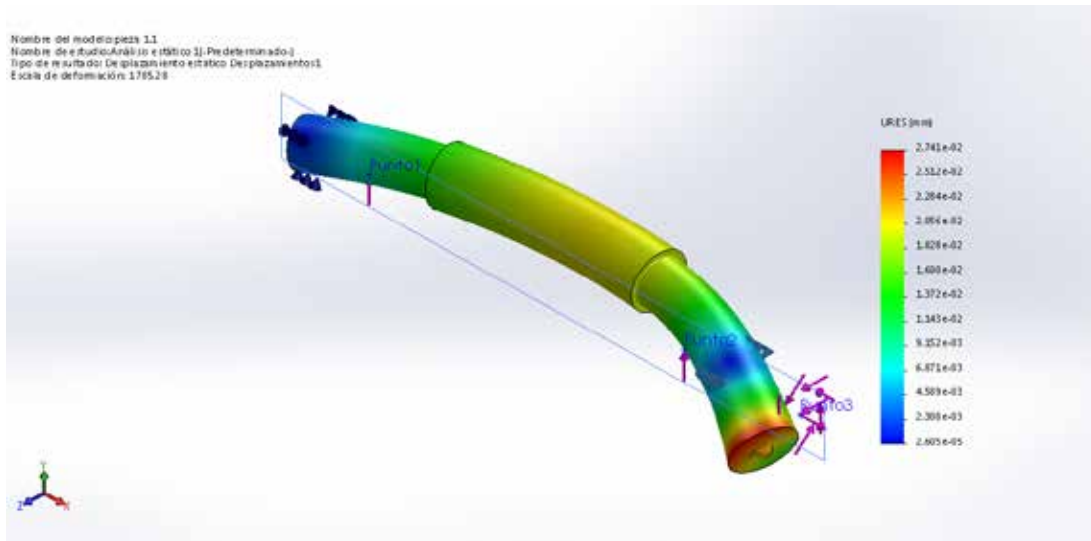


Figura 56. Análisis estático-Desplazamiento Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 30. Factor de Seguridad Von Mises Eje caso 2

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------------------------|---------------------------|-------|-------|
| Factor de seguridad von Mises | Tensión de von Mises máx. | 2.287 | 2.755 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

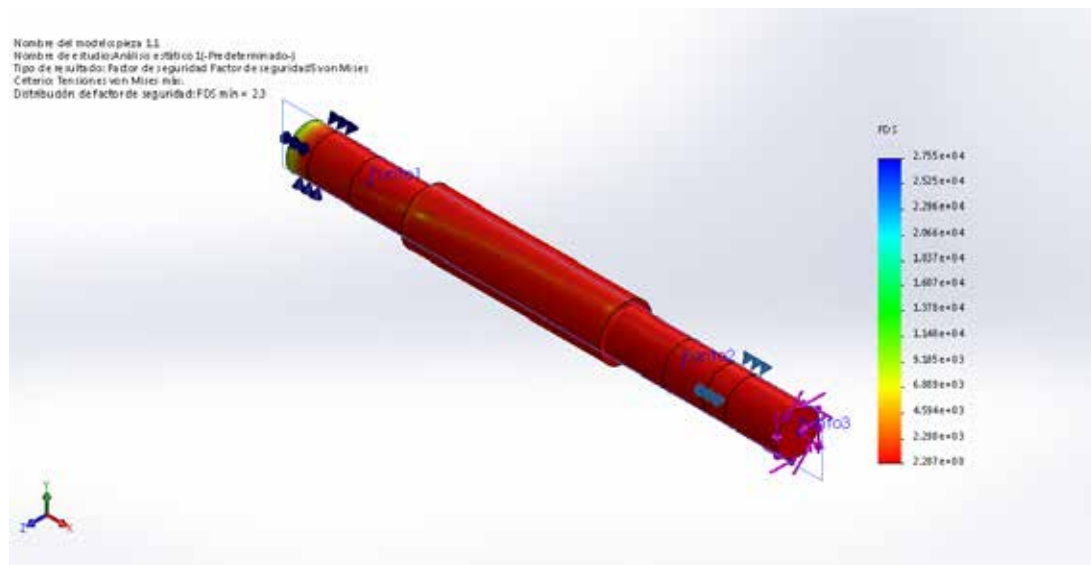


Figura 57. Factor de seguridad Von Mises Eje caso 2
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3 Eje caso 3

4.3.1 Análisis teórico de la fatiga

Para alcanzar los objetivos planteados en el presente trabajo especial de grado se procederá a desarrollar el eje a través de la metodología descrita (Ver Capítulo II), la cual contempla una descripción del eje, un estudio de las cargas aplicadas, cálculo de esfuerzos presentes, un estudio por elementos finitos esto para establecer comparaciones y conclusiones.

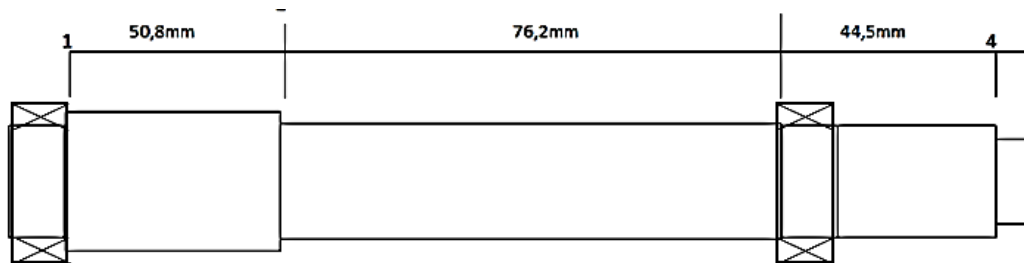


Figura 58. Eje Caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.1.1 Descripción de los parámetros geométricos y característicos

Las condiciones de operación y el procedimiento del cálculo de cargas aplicadas, condiciones del sistema, punto de trabajo crítico, cálculo del par torsor y potencia aplicada se especifican en el diseño del eje caso 1., solo se mostraran tablas con los valores para no adentrar en las ecuaciones previas del diseño.

4.3.1.2 Cargas presentes en el eje

La Tabla 31 muestra las cargas presentes en el eje sometido a fatiga del caso 3.

Tabla 31. Cargas presentes en el Eje Caso 3.

| Tipo de cargas | Monto de la carga | |
|----------------------|-------------------|------------|
| Empuje radial (N) | -6,4 | T1: 39,5 |
| | | T2: -108,4 |
| | | Fdx: 162,5 |
| Momento torsor (N m) | 99,1 | |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.1.3 Diagrama de cuerpo libre del eje.

La figura 59 y 60 muestran los diagramas de cuerpo libre del eje Caso 3 correspondientes a cada plano coordenado.



Figura 59. Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z del Eje Caso 3

Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 60. Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z del Eje Caso 3

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.1.4 Estudio de las secciones críticas del eje.

Para ello es necesario un estudio de las cargas presente a través de un diagrama de corte y momento para poder determinar las secciones que presentan picos de carga cortante, momento flector y momento torsor, (Ver figura 59 y 60).

Resolviendo el sistema se obtiene el cálculo de las reacciones en los apoyos de los rodamientos.

$$R_{ax} = 33,24 \text{ N}, R_{ay} = 65,04 \text{ N}, \quad R_{cx} = 235,24 \text{ N}, R_{cy} = 43,36 \text{ N}.$$

Las secciones de estudio son las de menor sección transversal y en la que presenta picos de fuerzas cortantes, flector y torsor. Las cuales se identifican como sección 1, sección 2, sección 3, estas secciones se muestran en la figura 58.

4.3.1.5 Cálculo de esfuerzos en las secciones de estudio seleccionadas.

Para determinar los esfuerzos presentes es necesaria la información del material del cual está compuesto el eje cuyas propiedades se muestran en la tabla 32, las dimensiones detalladas del eje (Ver apéndice E) y los factores de concentración de esfuerzos (Ver tabla C).

Tabla 32. Propiedades del material (AISI 1020 Estirado en frío) de la base de datos de SolidWorks

| Material | Tensión de fluencia (MPa) | Tensión última (MPa) | Tensión (MPa) |
|---|---------------------------|----------------------|---------------|
| Acero AISI 1020 Estirado en frío | 350 | 420 | 80,9 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 33. Dimensiones características de los entalles Eje caso 3.

| Dimensión característica | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|---------------------------------|-----------|----------------|-----------|
| Radio de entalle, r (mm) | 0,25 | No hay entalle | 0,25 |
| Diámetro pequeño, d (mm) | 20 | | 20 |
| Diámetro mayor, D (mm) | 20,5 | | 20,5 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 34. Factores de concentración de esfuerzos Eje caso 3

| Factores de concentración esfuerzos (| Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|---------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Flexión | 1,6 | Kt: 1,6 | 1,6 |
| Momento torsor | 1,23 | | 1,1 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 35. Estados de carga presentes en el Eje Caso 3

| Carga | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-----------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Fuerza Cortante, F_c (N) | 33,155 | 72,605 | 162,5 |
| Momento flector, M_f (N · m) | 1,684 | 7,217 | 7,217 |
| Momento Torsor, M_T (N · m) | 0 | 99,1 | 99,1 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

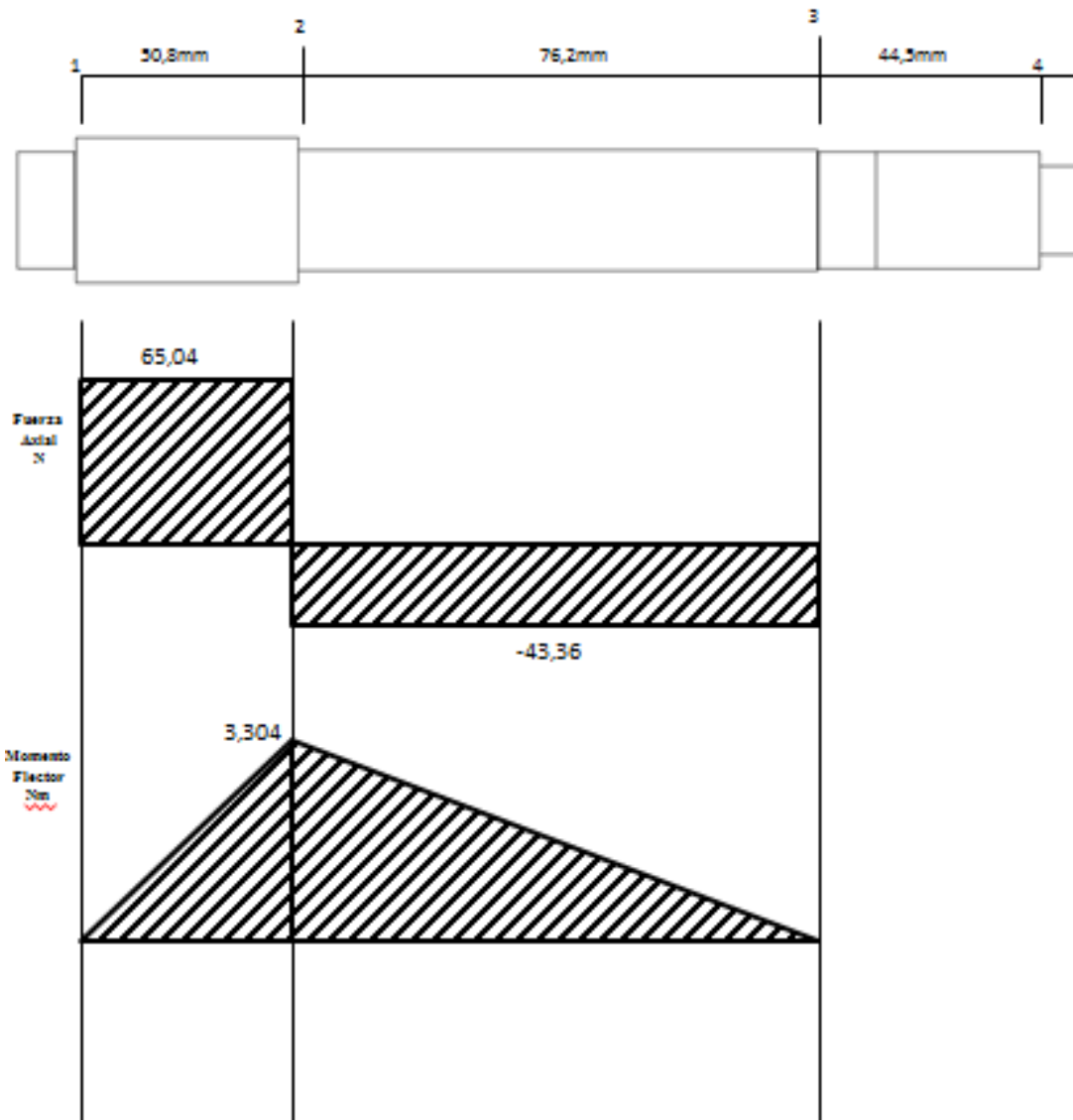
Tabla 36. Propiedades de las secciones de estudio Eje caso 3

| Propiedades | Sección 1 (d=20 mm) | Sección 2 (d=20,5 mm) | Sección 3 (d=20 mm) |
|---|------------------------|--------------------------|------------------------|
| Área (mm ²) | 3.142 | 3.301 | 3.142 |
| Momento de inercia, I (mm ⁴) | 78.540 | 86.690 | 78.540 |
| Momento polar, I _p (mm ⁴) | 15.710 | 17.340 | 15.710 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 37. Esfuerzos presentes en las secciones de estudio eje caso 3

| Esfuerzo (MPa) | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ | 5,09 | 9,88 | 10,94 |
| $\sigma_{m\acute{i}n}$ | -4,60 | -9,34 | -9,85 |
| $\tau_{m\acute{a}x}$ | 0,24 | 58,33 | 63,07 |
| $\tau_{m\acute{i}n}$ | 0,24 | -57,79 | -61,98 |
| $\sigma_{m\acute{a}x(Res)}$ | 5,11 | 101,52 | 109,80 |
| $\sigma_{m\acute{i}n(Res)}$ | 4,62 | 100,54 | -107,80 |
| σ_a | 4,85 | 9,61 | 10,39 |
| σ_m | 0 | 0 | 0 |



Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Figura 61. Diagrama de corte y momento plano Y-Z Eje caso 3

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

A

C

Fuerza
Cortante
N

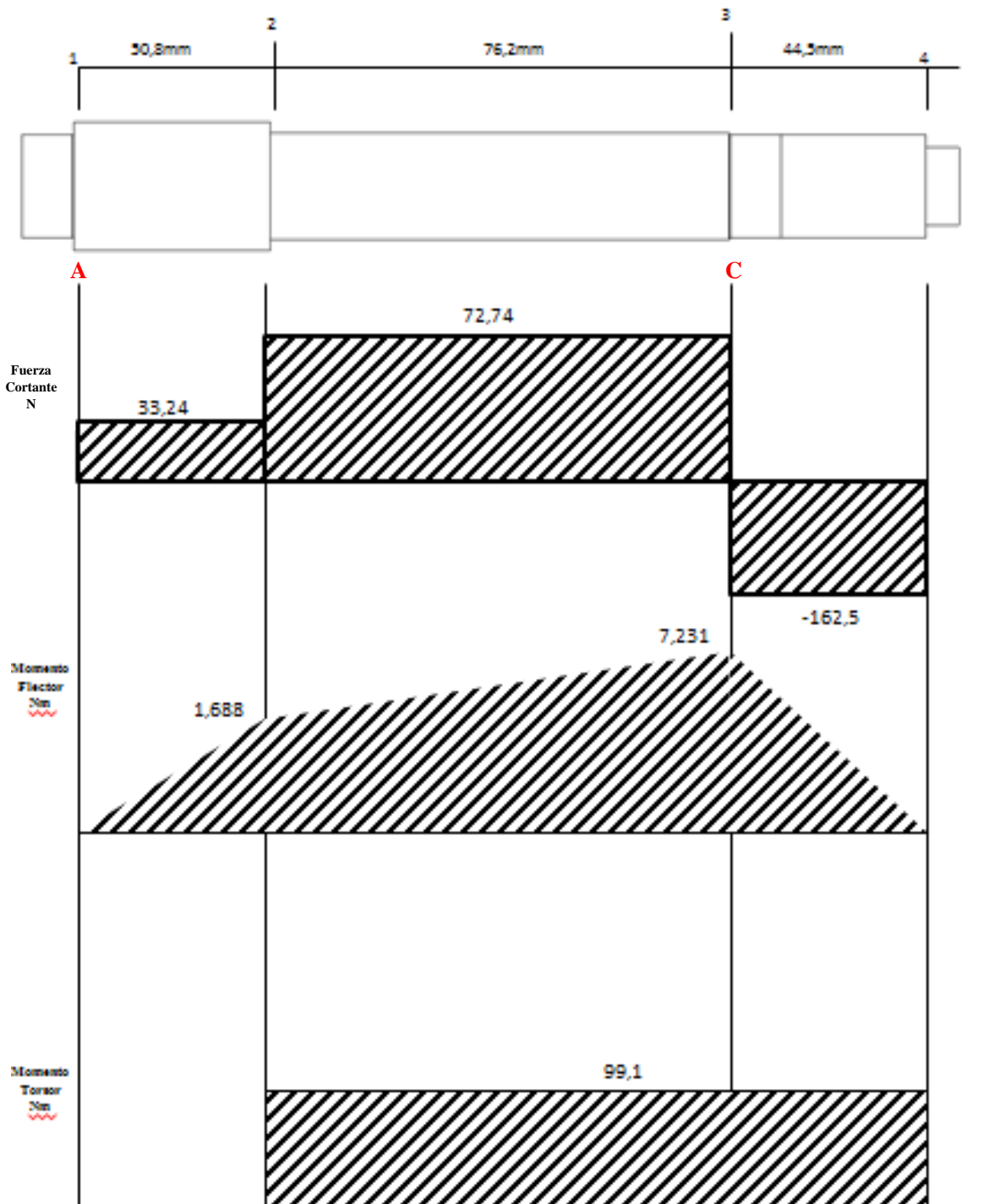


Figura 62. Diagrama de corte y momento plano X-Z Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.1.6 Cálculo de factores de seguridad.

Tabla 38. Factores que modifican la resistencia a la fatiga Eje caso 3

| Factor | Razón | Valor |
|---------------|---|--------|
| C_S | Mecanizado | 0,91 |
| C_d | 12,5 mm | 0,86 |
| C_e | Sometido a torsión | 0,6 |
| C_T | $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{F} (232,22 \text{ }^\circ\text{C})$ | 1 |
| C_{cf} | 90% | 0,83 |
| Total: | | 0,3897 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Según los criterios parabólicos mencionados en el diseño del eje 1, se obtuvo los siguientes valores de factor de seguridad:

Tabla 39. Factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño Eje 3

| Criterio de falla | Sección 1 | Sección 2 | Sección 3 |
|-------------------|-----------|-----------|-----------|
| ASME | 6,60 | 6,85 | 5,17 |
| Gerber | 6,60 | 6,85 | 5,14 |
| Goodman | 6,54 | 6,81 | 4,88 |
| Soderberg | 6,53 | 6,80 | 4,89 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.2 Prototipado virtual y análisis a fatiga por elemento finito

Con los datos obtenidos de la geometría del eje se realiza el prototipado virtual del mismo que consiste en realizar la representación tridimensional del eje a través de un software de diseño como lo es el Solidworks:



Figura 63. Renderizado vista Frontal del eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 64. Renderizado vista Isométrica del eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Realizada la geometría del eje se seleccionara el material que en este caso es un AISI 1020 Laminado en frio el cual se pueden apreciar sus propiedades en la tabla 17.

4.3.2.1 Estudio estático.

El segundo estudio se realizará suponiendo el eje como un elemento estático el cual se le aplicarán restricciones de movimiento, cargas aplicadas, torsores, sujeciones de rodamientos, de la cual posteriormente se realizará el mallado el cual se aumentara la densidad de elementos para llegar a la convergencia de los resultados.

4.3.2.2 Colocación de cargas, corte, torsor.

Se colocan los valores de la tabla 40 en las secciones correspondientes con el correspondiente sentido de la carga. Para simplificar el diseño se eliminaran los cuñeros del eje debido a que no son secciones críticas.

Tabla 40. Carga, corte y torsión Eje Caso 3

| Nombre de carga | Detalles de carga | |
|-----------------|-------------------|------------------------------------|
| Fuerza-1 | Tipo: Valores: | Aplicar fuerza 39,5 N |
| Fuerza-2 | Tipo: Valores: | Aplicar fuerza -108,4 N |
| Fuerza-3 | Tipo: Valores: | Aplicar fuerza 162,5 N |
| Torsión-2 | Tipo: Valores: | Aplicar momento torsor 99,1 N.m |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

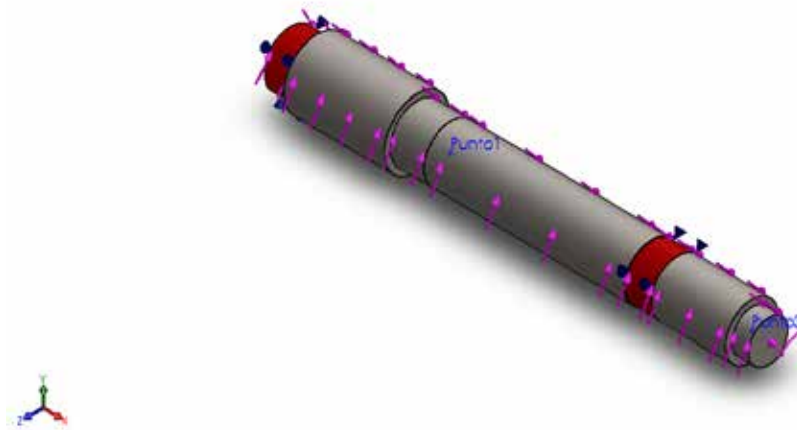


Figura 65. Colocación de las cargas (corte y torsión)

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.2.3 Colocación de los rodamientos

Este caso cuenta con dos sujeciones de soporte tipo rodamiento, lo cual permitirá girar al eje en torno a su centro, la restricción ubicada a la derecha e izquierda del eje limitara el movimiento en dirección x, lo cual supondrá la restricción del movimiento axial en esos puntos.

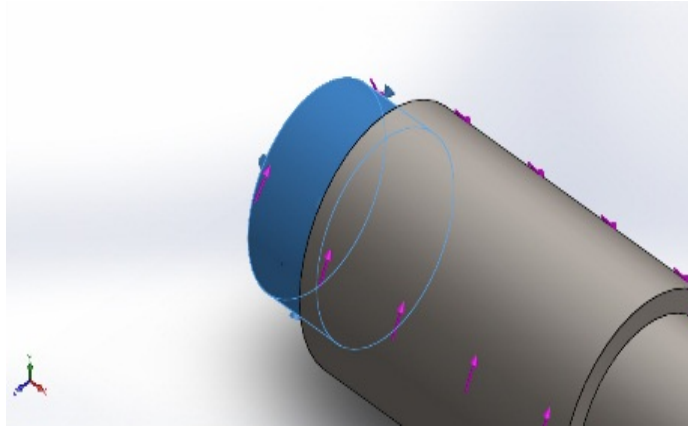


Figura 66. Soporte de rodamiento 1, Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

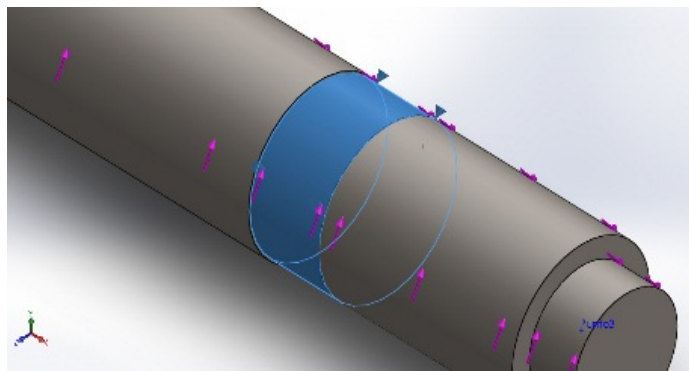


Figura 67. Soporte de rodamiento 2, Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.2.4 Mallado del elemento y análisis de convergencia.

Tabla 41. Información de malla

| | |
|---|-------------------------------------|
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla basada en curvatura |
| Transición automática: | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla: | Desactivar |
| Puntos jacobianos | 4 Puntos |
| Tamaño de elementos | 2.20365 mm |
| Tolerancia | 2.20365 mm |
| Trazado de calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 42. Detalles del mallado

| | |
|--|-------------|
| Número total de nodos | 64871 |
| Número total de elementos | 44149 |
| Cociente máximo de aspecto | 15.921 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 99.6 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:04 |
| Nombre de computadora: | PERSONAL-PC |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)



Figura 68. Mallado del eje caso 3 (44149 elementos)

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.3.2.5 Resultado del estudio estático.

Como se puede observar en la figura 43, el valor de la deformación por las tensiones de Von-Mises en el eje es en el rango mínimo 8.723 Pa y en el máximo 4.128e+08Pa, en la misma sección crítica que dice la teoría.

Tabla 43. Resultados análisis estático – Tensiones Eje caso 3

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------|----------------------|-----------|-----------|
| Tensiones 1 | Tensión de von Mises | 100,98 Pa | 102,43 Pa |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

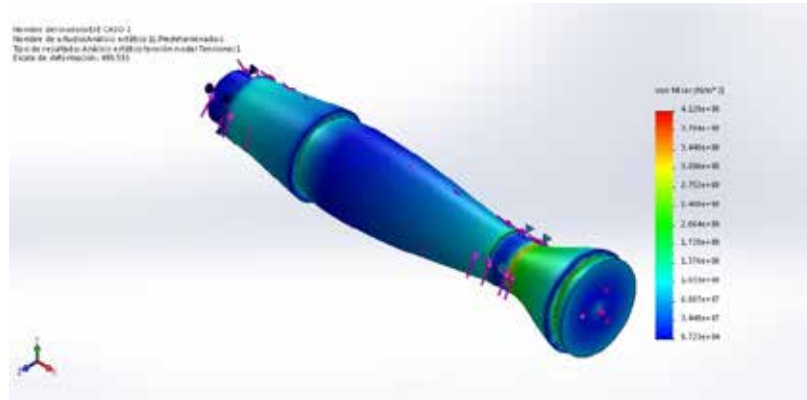


Figura 69. Análisis estático-Tensiones Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 44. Resultados análisis estático – Desplazamiento Eje caso 2

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------------|-----------------------------|----------|----------|
| Desplazamientos 1 | Desplazamientos resultantes | 3.704 mm | 4.979 mm |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

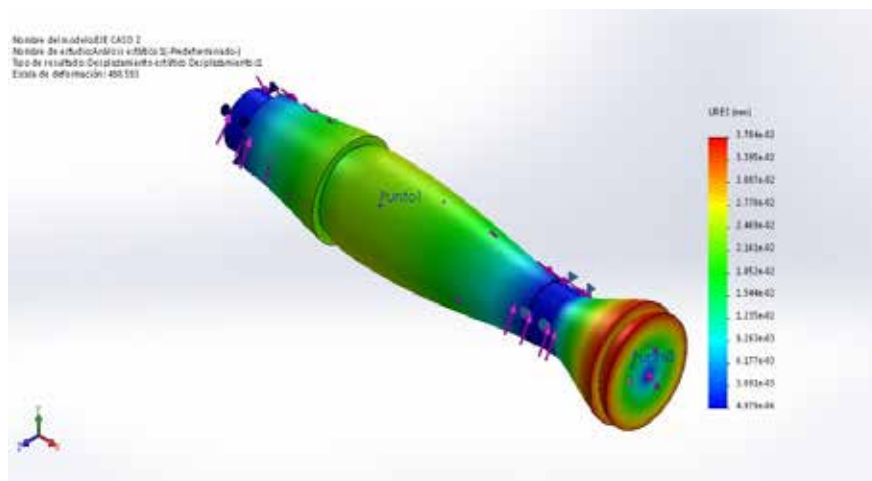


Figura 70. Análisis estático-Desplazamiento Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 45. Análisis estático - Deformación Unitaria Eje caso 3

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|-----------------------------|---------------------------|-------|-------|
| Deformación Unitaria | Tensión de von Mises máx. | 1.670 | 7.769 |

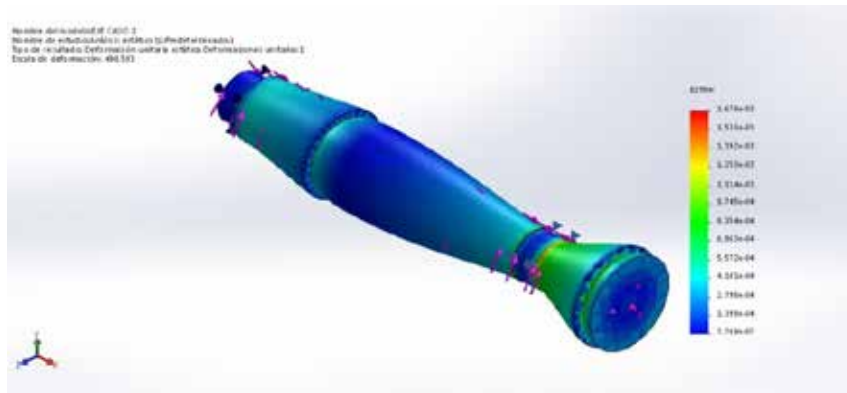


Figura 71. Análisis estático - Deformación Unitaria Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 46. Factor de Seguridad Von Mises Eje caso 3

| Nombre | Tipo | Mín. | Máy. |
|--------------------------------------|---------------------------|-------|-------|
| Factor de seguridad von Mises | Tensión de von Mises máx. | 4.012 | 5.928 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

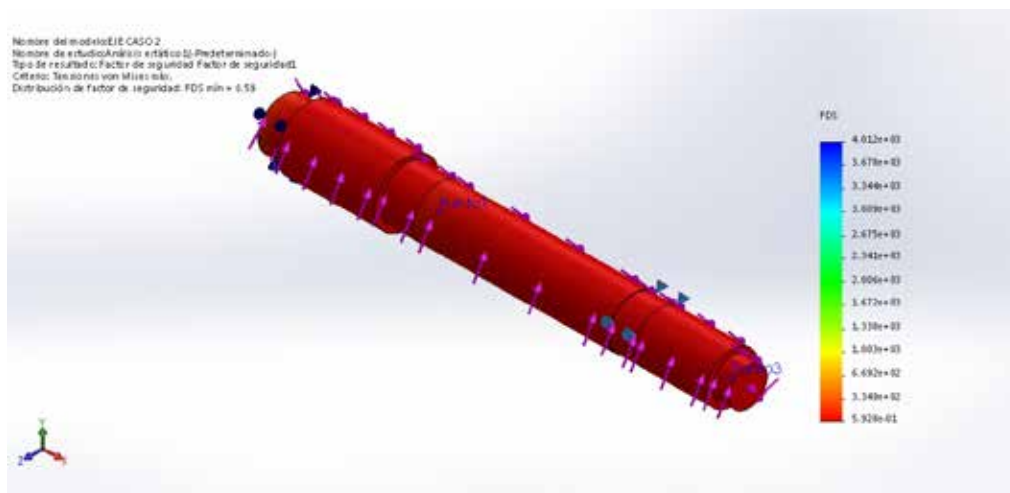


Figura 72. Factor de seguridad Von Mises Eje caso 3
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

4.4 Análisis de resultados

4.4.1 Resultados del estudio analítico del eje 1.

- Como se observa en la tabla 8 y 47 el punto crítico se encuentra en la sección 1 donde posee un esfuerzo máximo de 46,65 MPa.

- Los factores de seguridad calculados por los diferentes criterios de diseño indican que la sección 1 posee el menor valor alrededor de 1,9. Este valor es considerado bajo a la hora del diseño.

4.4.2 Resultados del análisis a fatiga eje 1 por FEM

- El estudio estático dio como resultado que el punto crítico de la pieza está en la sección 1 con un esfuerzo máximo de 41,27 MPa.

- El análisis a fatiga demostró que no hay punto de falla en el eje, todo su contorno poseía un valor de vida mayor a 10^6 ciclos que indica que posee vida infinita.

4.4.3 Eje 1 con vida finita

- Partiendo de la condición de que el eje debe poseer 10^5 ciclos, se calculó de forma analítica un diámetro de 10,9 mm en la sección 1 que corresponde a la sección crítica.

- El estudio a fatiga por medio de elementos finitos utilizando las nuevas dimensiones, dio como resultado que el eje posee en el punto crítico una vida de $2,159 \times 10^5$ ciclos (215900 ciclos).

4.5.1 Resultados del cálculo por método literario para el eje 2

Bajo el procedimiento sugerido por el ejercicio original, los factores de seguridad de interés fueron en la sección 3 muy similares cercanos a 2,5.

4.5.2 Resultados de estudio semianalítico del eje 2

- En la tabla 22 se observa que el punto más esforzado del eje es el hombro en la sección 3 con un valor máximo de esfuerzo a fatiga de 35,83 MPa.

- Los factores de seguridad obtenidos por los diferentes modelos matemáticos para el diseño de ejes demostraron que en la sección 3 existen unos factores de

seguridad de 2,54 y 2,55 (tabla 24) y con ello un posible punto de falla ya que el factor de seguridad mínimo, por cualquiera de estos métodos debe ser de 3.

4.5.3 Resultados de prototipado virtual y análisis a fatiga del eje 2

· El estudio estático dio como resultado que el punto crítico de la pieza está en la sección 3 con un esfuerzo máximo de 102,43 Mpa con unos factores de seguridad entre 5,9 y 4.

4.6.1 Resultados del cálculo por método literario para el eje 3

· El estudio estático dio como resultado que el punto crítico de la pieza está en la sección 3 con un esfuerzo máximo de 109,8 Mpa con unos factores de seguridad entre 4,9 y 5,2.

4.5 Comparación entre resultados teóricos y computarizados

Tabla 47. Comparación entre resultados analíticos

| | EJE CASO I (Sección crítica= 1) | EJE CASO II (Sección crítica= 3) | EJE CASO III (Sección crítica= 3) |
|-----------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ | 11,209 Mpa | 32,35 Mpa | 10,94 Mpa |
| $\sigma_{m\acute{i}n}$ | -8,797 Mpa | -31,68 Mpa | -9,85 Mpa |
| $\sigma_{m\acute{a}x(Res)}$ | 46,6531 Mpa | 35,83 Mpa | 109,80 Mpa |
| $\sigma_{m\acute{i}n(Res)}$ | -44,6531Mpa | -33,65Mpa | -107,80 Mpa |
| σ_a | 15,816 Mpa | 31,68 Mpa | 10,39 Mpa |
| σ_m | 1,04265 Mpa | 0 Mpa | 0 Mpa |
| ASME | 1,91 | 2,55 | 5,17 |
| Gerber | 1,91 | 2,55 | 5,14 |
| Goodman | 1,91 | 2,54 | 4,88 |
| Soderberg | 1,9 | 2,54 | 4,89 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

Tabla 48. Comparación entre resultados de análisis a fatiga por elemento finito

| | EJE CASO I | EJE CASO II | EJE CASO III |
|---------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| | (Sección crítica= 1) | (Sección crítica= 3) | (Sección crítica= 3) |
| Tension Max. Von Mises | 41,27 Mpa | 32,86 Mpa | 102,43 Mpa |
| Tension Min. Von Mises | 40,33 Mpa | 29,52 Mpa | 100,98 Mpa |
| Tamaño de elementos de la malla | 1,82698 mm | 5,39141 mm | 2,20365 mm |
| Numero de Nodos de la malla | 34.052 | 47.376 | 64.871 |
| Factor de Seguridad Max. | 1,955 | 2,755 | 5,918 |
| Factor de Seguridad Min. | 2,402 | 2,287 | 4,012 |

Fuente: Salcedo-Requena (2018)

CONCLUSIONES

Para el diseño de ejes por los métodos descritos en las principales literaturas de elementos de máquinas se realizan una serie de consideraciones que producen una cadena de errores que podrían traducirse en un diseño poco confiable del elemento. La exclusión de cargas de corte puro y de cargas axiales puede tener importancia a la hora de realizar un diseño más seguro y no conlleva a una gran diferencia en el número de cálculos que se deben realizar.

Se puede concluir que muchas veces al simplificar el estado de cargas se puede indicar erróneamente el punto crítico para el diseño del eje. En los casos estudiados, el punto crítico estimado por los métodos descritos en la bibliografía no coincidía con el punto crítico real de la pieza.

Con el diseño realizando un análisis vectorial de las cargas y calculando los esfuerzos sin excluir axiales y corte, se obtiene un estado de esfuerzo bastante real. Esto validado por el método de elementos finitos con el cual se observan resultados muy similares a los analíticos.

En base a los resultados obtenidos, se elaboraron tres modelos computarizados mediante técnica de prototipado virtual, usando la herramienta SolidWorks 2013, realizando un previo análisis estático para posteriormente someter a los mismos a un estudio de elementos finitos mediante un mallado de Premium Simulation.

Dichos prototipados sometidos al análisis digital de fatiga, arrojaron un factor de seguridad semejante a los cálculos previos realizados analíticamente, concluyendo que los criterios de diseño más precisos en comparación a los análisis computarizados son Goodman y Soderberg, siendo este último el criterio más conservador, proporcionando confiabilidad funcional, selección de materiales y optimización de formas. Demostrando la precisión de las herramientas de diseño asistido por computadora.

En definitiva, los resultados se han comparado con estudios reales y se han discutido, llegando a la conclusión que estos guardan cierta similitud con la realidad. Por tanto, se puede catalogar como aceptable el empleo de esta herramienta de trabajo para el desarrollo de estudios mecánicos de cualquier modelo.

RECOMENDACIONES

Las recomendaciones para la utilización de las herramientas presentes en este proyecto de grado se pueden describir como:

Desarrollar cálculos analíticos siguiendo los criterios de diseño a fatiga mediante tablas de operaciones matemáticas como las proporciona Excel de Microsoft Office, para aminorar errores de cálculo generados por el hombre debido a lo extenso y metodológico que puede generar el diseño de ejes de transmisión de potencia.

Para futuras investigaciones se recomienda la comprobación y comparación de los métodos aquí expuestos, utilizando otro tipo de herramientas de diseño asistido por computadora como lo es INVENTOR.

Al momento de diseñar un eje es recomendable estudiar la posibilidad de incluir las cargas por corte directo y axiales al cálculo de los esfuerzos, se obtienen del mismo diagrama de corte y momento que se utiliza para el diseño.

Si se desconoce por completo las dimensiones de la pieza, es recomendable utilizar factores de concentración de esfuerzo estático considerables para el primer cálculo, luego de obtenidas las dimensiones base se corrigen estos valores referente a las dimensiones reales.

Sobre el diseño por medio de la herramienta computacional, se recomienda simplificar el modelo para evitar errores. La colocación de las cargas es sumamente importante a la hora de comparar resultados. Las sujeciones por medio de rodamientos y cojinetes también deben estudiarse detalladamente ya que se asumen muchas situaciones de cargas que se alejan de la realidad.

Para el mallado de este tipo de elementos se debe tener en cuenta que por su complejidad se deben realizar numerosos estudios para obtener la malla ideal. Para el estudio de convergencia el refinamiento en el área local donde ocurre la falla arroja mejores resultados más estables que si se aumentara la densidad de la malla en todo el eje.

Se recomienda utilizar factores de seguridad $N = 4$ para el diseño por los métodos de las principales bibliografías de diseño de elementos de máquina, de esta manera asegurar un dimensionamiento seguro.

BIBLIOGRAFÍA

- Alcañiz, María, (2.011). “**Modelado y análisis por elementos finitos de un eje ferroviario hueco usando Pro-Engineer**” Leganés, 2011 Universidad Carlos III de Madrid.
http://earchivo.uc3m.es/bitstream/10016/13031/1/PFC_MAngeles_Miguel_Alcañiz.pdf.
- Arias, Fidas (2012). “**El proyecto de investigación. Introducción a la Metodología Científica**”. Caracas, 6ta. Edición Editorial Episteme.
- Budynas R. y Nisbett J. (2.008), “**Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**”. (8ava. Ed.) México: McGraw-Hill.
- Bolivar R. (2013). “**Análisis, diseño y modelamiento por elementos finitos del eje para un agitador mecánico de la empresa Flow Control and Handling s.a.**” [Tesis en línea]. Universidad Autónoma de Occidente, Colombia. Consultada el 05 de Julio del 2018. En:
<http://red.uao.edu.co/bitstream/10614/5248/1/TME01629.pdf>
- Faires, Virgil M. (2.001), “**Diseño de Elementos de Máquina**”. Editorial Limusa, SA Grupo Noriega Editores, Balderas 95, México, D.F.
- Goncalves, Raúl (2002) “**Introducción al ANÁLISIS DE ESFUERZOS**”; Segunda edición.
- Granada Enrique, (2004) “**Diseño de un Semieje Automotriz por los métodos clásicos y el método de Elementos Finitos**” Escuela Superior de Ingeniería Eléctrica y Mecánica, Instituto Politécnico Nacional México D.F.
- Juvinal R. y Marshek K. (2013) “**Diseño de Elementos de Máquinas**”. Editorial Limusa Wiley 2a edición en español. Mexico.
- Marín, Joseph (1962) “**Mechanical Behavior of Engineering Materials**”, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.
- Mischke, Charles R (1987) “**Prediction of Stochastic Endurance Strength**”, en Trans. of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, vol. 109, núm. 1, enero de 1987, tabla 3.
- Mott, Robert L. (1992) “**Diseño de Elementos de Maquinas**” Prentice Hall, Segunda Edición.

- Norton, Robert L. (1999) “**Diseño de Maquinas**”. Prentice Hall, Primera Edición
- Orduz O. y Suarez J. (2011). “**Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para generación a baja potencia**” [Tesis en línea]. Universidad Industrial de Santander, Colombia. Consultada el 05 de Julio del 2018. En: <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2011/137798.pdf>
- Pereira F. y Porrelo P. (2003) “**Determinación de factor de utilización del eje de una bomba centrífuga sometido a fatiga**”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica. Valencia. Venezuela
- Peña P., Edwin A. (2009). “**Elementos Finitos Teoría y Aplicaciones**”. Asociación de Profesores de la Universidad de Carabobo. Valencia. Venezuela.
- Tassoni, Danilo. (2007). “**Elementos de Máquina**”. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad de Carabobo. Valencia. Venezuela.
- Toapanta, E. (2013). “**Diseño e implementación de un laboratorio de modelado y diseño mecánico asistido por computadora mediante software Cad 3D-2D y Solidwork**” [Tesis en línea]. Universidad Técnica de Cotopaxi, Ecuador. Consultada el 05 de Julio del 2018. En: <http://repositorio.utc.edu.ec/bitstream/27000/3411/1/T-UTC-00688.pdf>

ANEXOS

ANEXO A. Factores Superficiales para diversos acabados en aceros

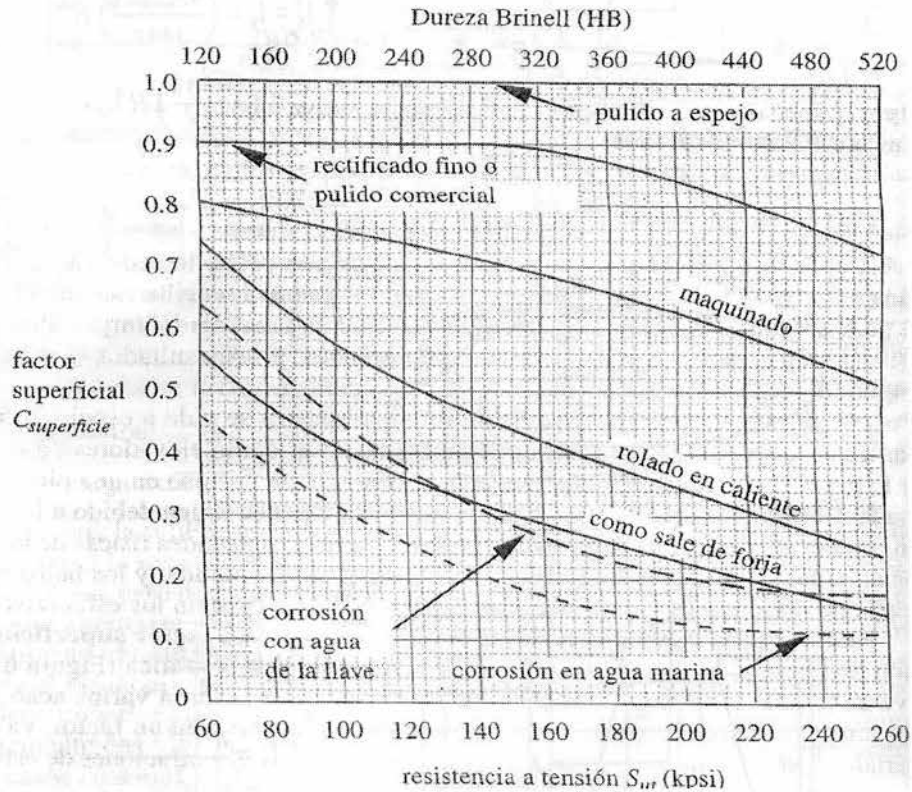


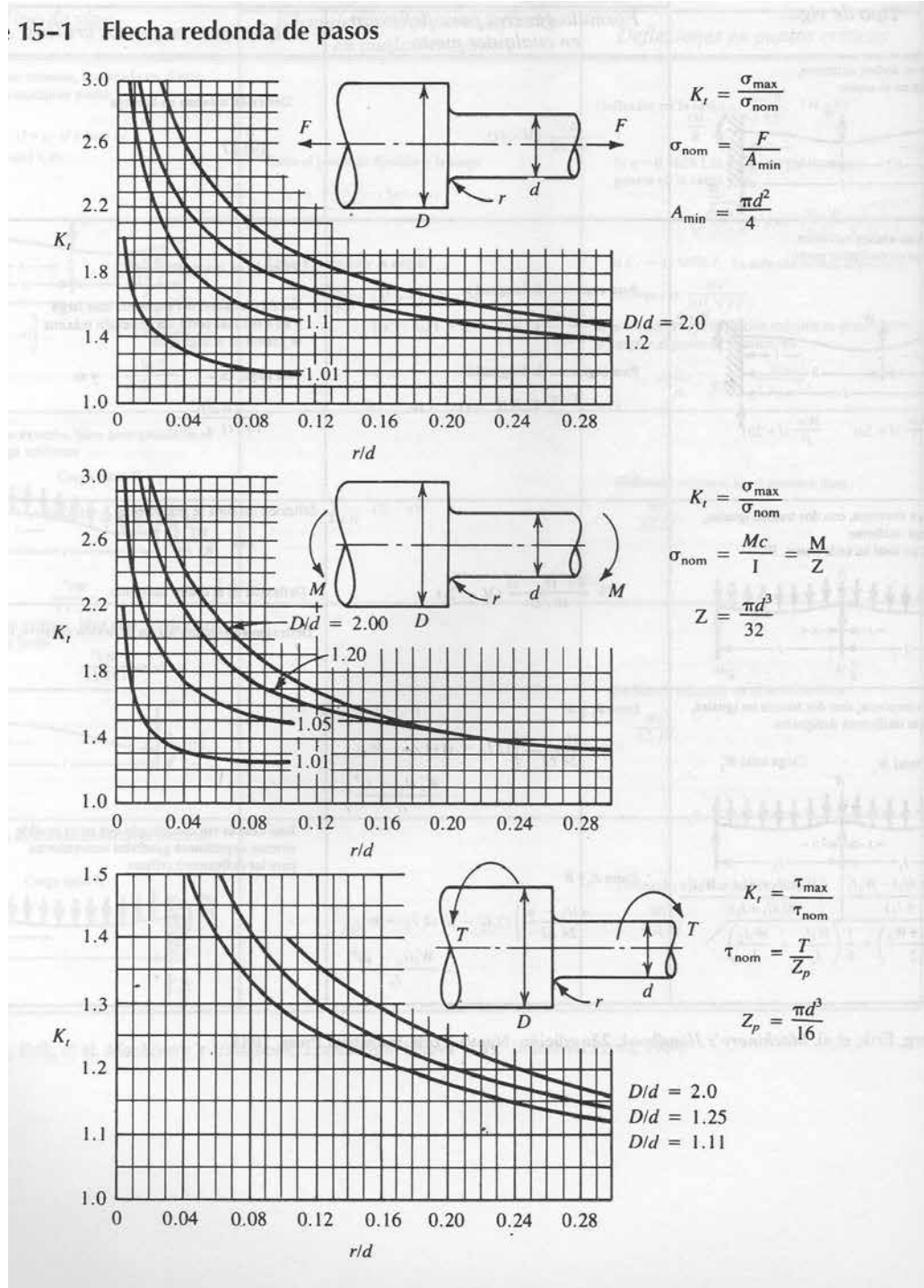
Figura B-1: Factores superficiales para diversos acabados en aceros

| Acabado superficial | MPa | | kPsi | |
|------------------------------|------|--------|------|--------|
| | A | b | A | b |
| Rectificado | 1,58 | -0,085 | 1,34 | -0,085 |
| Maquinado o estirado en frío | 4,51 | -0,265 | 2,7 | -0,265 |
| Laminado en caliente | 57,7 | -0,718 | 14,4 | -0,718 |
| Forjado | 272 | -0,995 | 39,9 | -0,995 |

Tabla B-1: Coeficientes para la ecuación del factor superficial $C_s = A(S_u)^b$.

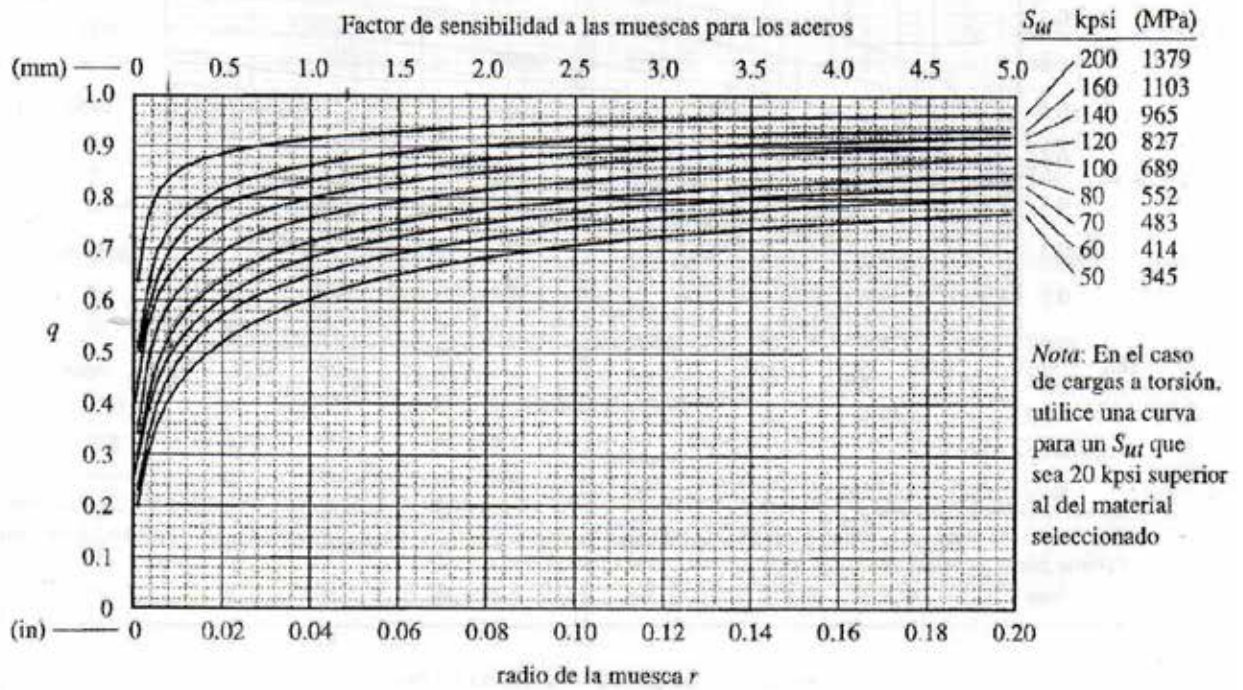
Fuente: Norton, Robert L. (1999)

ANEXO B. Factores de concentración de tensión



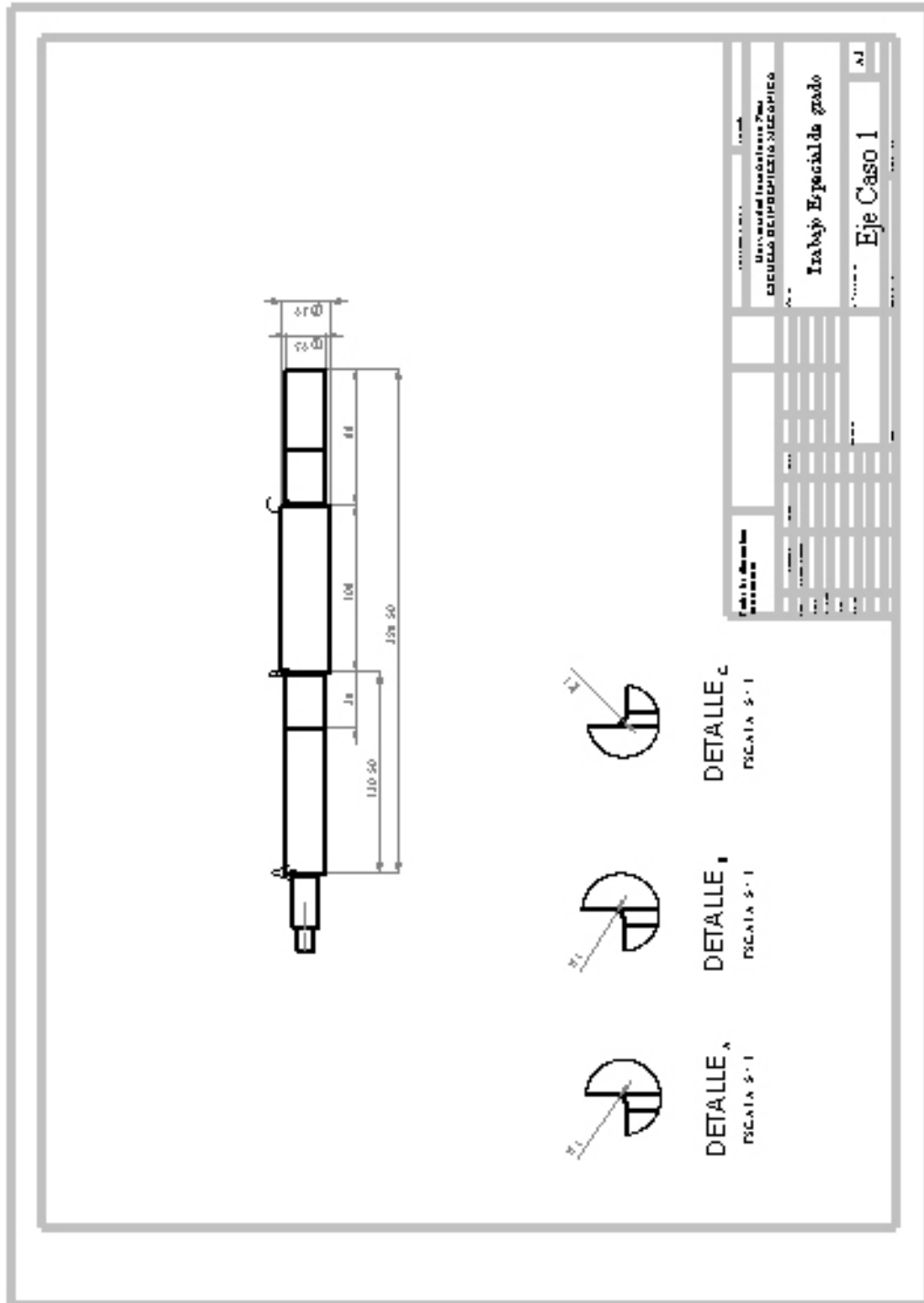
Fuente: Mott, Robert L. (1992)

ANEXO C. Factor de sensibilidad a la muesca para aceros



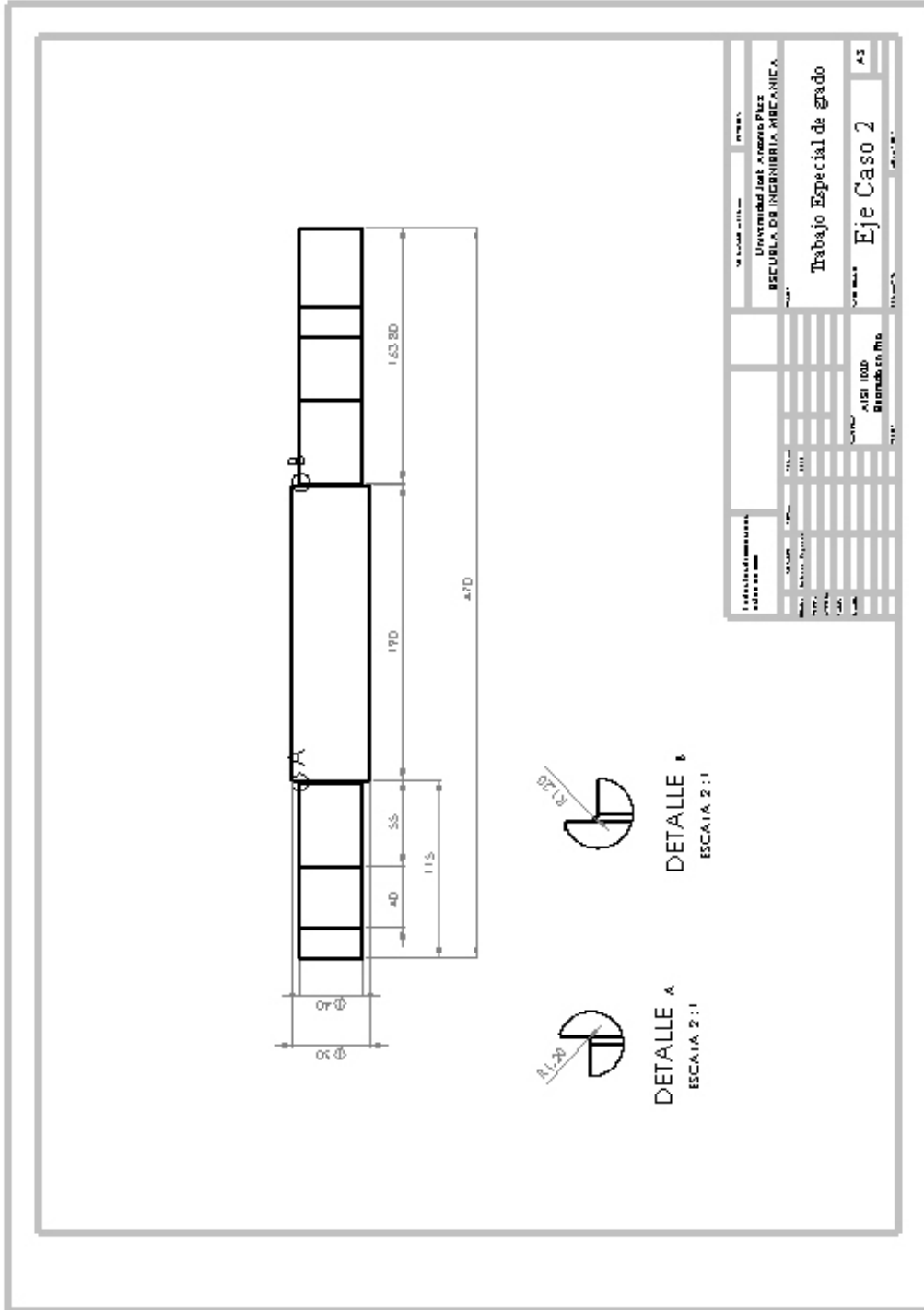
Fuente: Mott, Robert L. (1992)

ANEXO D. Dimensiones Eje caso 1



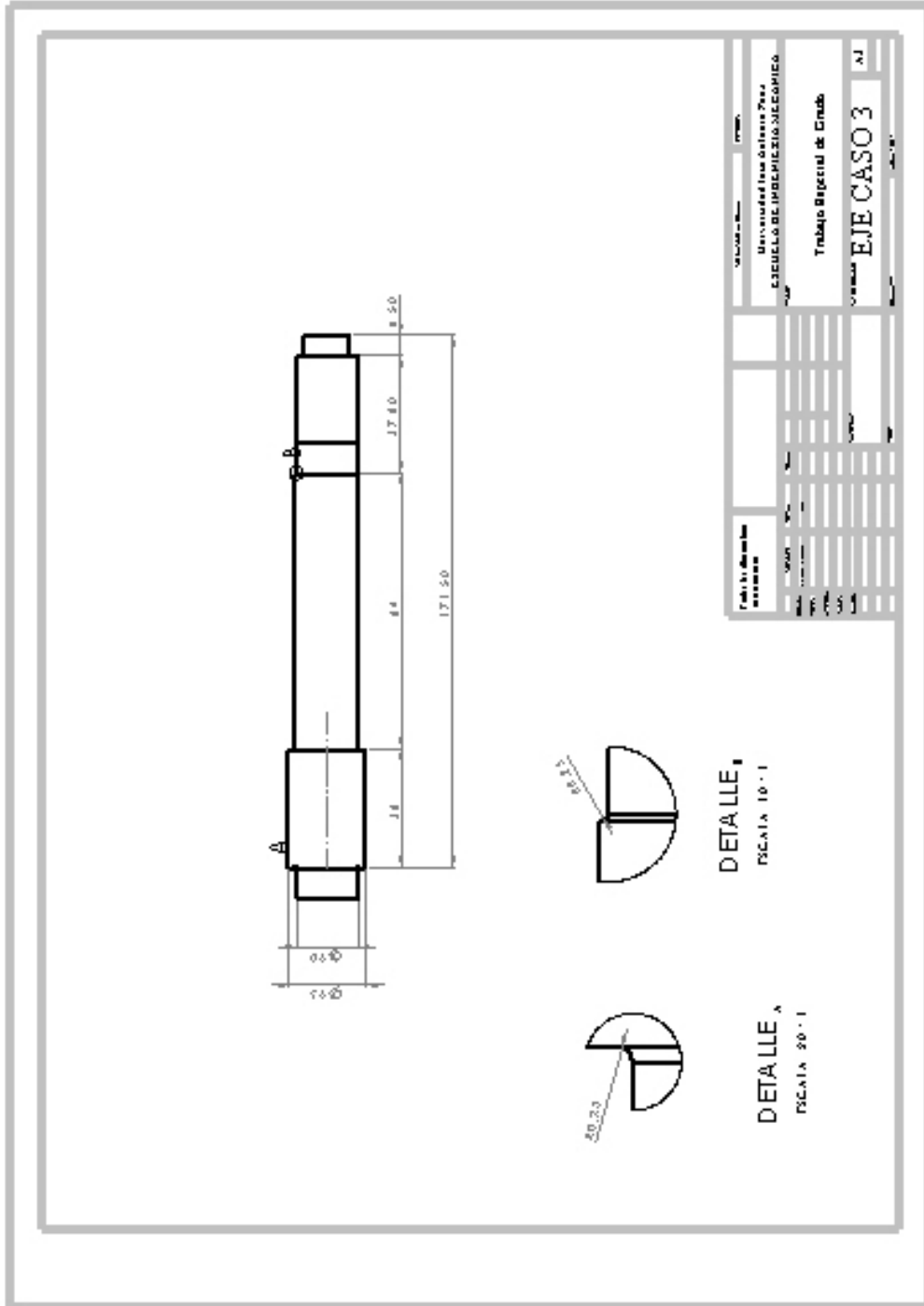
Fuente: Salcedo-Requena (2018)

ANEXO E. Dimensiones Eje caso 2



Fuente: Salcedo-Requena (2018)

ANEXO F. Dimensiones Eje caso 3



Fuente: Salcedo-Requena (2018)